

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Maurilio de Bortoli
Cassiani E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 15 / 08 / 2011
Marcos Vinícius
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Maurilio De Bortoli Cassiani

Análise Cinemática e Dinâmica de Mecanismos de Motores de Taxa de Compressão Variável

Campinas, 2011.

Maurilio De Bortoli Cassiani

Análise Cinemática e Dinâmica de Mecanismos de Motores de Taxa de Compressão Variável

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da
Faculdade de Engenharia Mecânica da Universi-
dade Estadual de Campinas, como requisito para
a obtenção do título de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt

Campinas
2011

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -
UNICAMP

C273a	<p>Cassiani, Maurilio de Bortoli</p> <p>Análise cinemática e dinâmica de mecanismos de motores de taxa de compressão variável / Maurilio de Bortoli Cassiani. –Campinas, SP: [s.n.], 2011.</p> <p>Orientador: Marco Lúcio Bittencourt. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.</p> <p>1. Motores. 2. Combustão. 3. Termodinâmica. 4. Cinemática. 5. Dinâmica. I. Bittencourt, Marco Lúcio. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.</p>
-------	---

Título em Inglês:	Kinematic and dynamic analysis of variable compression ratio engines mechanisms
Palavras-chave em Inglês:	Engines, Combustion, Thermodynamics, Kinematic, Dynamic
Área de concentração:	Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico
Titulação:	Mestre em Engenharia Mecânica
Banca examinadora:	Paulo Roberto Gardel Kurka, Celso Argachoy
Data da defesa:	15-08-2011
Programa de Pós Graduação:	Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Análise Cinemática e Dinâmica de Mecanismos de Motores de Taxa de Compressão Variável

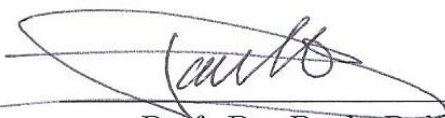
Autor: Maurilio De Bortoli Cassiani

Orientador: Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt, Presidente
DPM/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka
DPM/FEM/UNICAMP



Eng. Dr. Celso Argachoy
MWM International Motores

Campinas, 15 de Agosto de 2011.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt pela paciência, dedicação ao meu aprendizado e orientação técnica e pessoal ao longo deste projeto.

À minha família, minha irmã Thaísa e especialmente aos meus pais Ronaldo e Silvia pelo apoio durante todo o tempo de graduação e mestrado. Agradeço pelos ensinamentos fundamentais em todas as etapas de minha vida.

Aos meus amigos que sofreram e cresceram profissionalmente comigo, e compartilharam momentos de alegria nesses últimos anos.

Aos colegas do Laboratório de Simulação Computacional do DPM, Fabiano Bargas, Rodrigo Augusto, Guilherme Neves, Bruno Salles e Felipe Furlan pela ajuda e companheirismo.

À ThyssenKrupp Metalúrgica Campo Limpo LTDA, representada por Luís Antônio Fonseca Galli e Sergio Gradella Villalva, pela oportunidade e acompanhamento ao longo do projeto.

*“Se o conhecimento pode criar problemas,
não é através da ignorância que podemos solucioná-los.”*

(Isaac Asimov, 1920-1992)

Resumo

CASSIANI, Maurilio De Bortoli, *Análise Cinemática e Dinâmica de Mecanismos de Motores de Taxa de Compressão Variável*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), 2011. 151p. Dissertação de Mestrado.

Este projeto tem como objetivo o estudo de motores com taxa de compressão variável. O estudo se inicia com uma análise dos fatores que corroboram a utilização da variação da taxa de compressão e os motores de compressão variável já existentes, incluindo as soluções construtivas usuais e os critérios de projeto adotados na área. Em seguida, são analisadas a cinemática e a dinâmica dos motores SVC Saab e MCE-5 (sistema pistão - biela - manivela), utilizando as equações de Newton-Euler, e a modelagem do ciclo Otto, assim como a determinação da curva de pressão no cilindro durante a combustão. A curva de pressão e a função do volume no cilindro são determinadas analiticamente considerando-se a variação da taxa de compressão no cilindro. Além disto, a fim de conhecer melhor as influências de parâmetros de projeto sobre a dinâmica do motor é realizada uma análise de sensibilidade nos mecanismos. Tal estudo consiste na variação dos parâmetros seguindo certos critérios para assim, obter respostas comparativas da dinâmica do sistema.

Palavras-chave: Motores, Combustão, Termodinâmica, Cinemática e Dinâmica.

Abstract

CASSIANI, Maurilio De Bortoli, *Kinematic and Dynamic Analysis of Variable Compression Ratio Engines Mechanisms*, Campinas: Faculty of Mechanical Engineering, State University of Campinas (UNICAMP), Universidade Estadual de Campinas, 2011. 151p. (Master Thesis).

The main focus of this work is to study variable compression ratio engines. The study begins with an analysis of the factors that support the use of variable compression ratio and the engines that already exist, including the usual constructive solutions and the project criteria adopted in the area. After that, the kinematics and dynamics of Saab SVC and MCE-5 mechanisms (piston - connecting rod - crank system), using Newton-Euler equations, have been developed. Also, the cylinder pressure curve is important to be determined. The pressure curve and the cylinder volume function are evaluated analytically considering the variation of the compression ratio. The results of the calculated pressure curves were then compared with the analytical results available in the literature. Furthermore, in order to know the influence of the design parameters (crank rod length, connecting rod length, piston diameter and masses) in kinematics and dynamics, some sensitivity analyzes of the engine mechanisms must be performed. This study involves the variation of the engine parameters according to certain criteria in order to get comparative answers of the system kinematics and dynamics.

Keywords: Engines, Combustion, Thermodynamics, Kinematic and Dynamic.

Lista de Figuras

2.1	Modelos de motores de compressão variável (Rabhi et al., 2004).	12
2.2	Redução de CO_2 para algumas tecnologias implementadas (Rabhi et al., 2004).	13
2.3	Diagrama do ciclo Atkinson ideal.	14
2.4	Conceito do Downsizing (MCE, 2009).	14
2.5	Eficiência do catalisador em relação a mistura ar/combustível (MCE, 2009).	18
2.6	Motor Saab (Nilsson, 2001).	19
2.7	Inclinação do cabeçote.	19
2.8	Detalhes do motor MCE-5 (Rabhi et al., 2004).	20
2.9	Vista lateral do mecanismo do motor MCE-5 (Rabhi et al., 2004).	21
4.1	Detalhes do mecanismo do motor (Nilsson, 2006).	32
4.2	Sistemas de coordenadas utilizado (Villalva, 2007).	33
4.3	Modelo do motor SVC (Nilsson, 2001).	34
4.4	Diagrama de corpo livre da manivela.	39
4.5	Diagrama de corpo livre da biela.	41
4.6	Diagrama de corpo livre do pistão.	42
5.1	Detalhes do mecanismo do motor (Nilsson, 2006).	45
5.2	Sistemas de coordenadas utilizado.	46
5.3	Ângulos utilizados na modelagem da engrenagem.	47
5.4	Diagrama de corpo livre da manivela.	54
5.5	Diagrama de corpo livre da biela.	55
5.6	Diagrama de corpo livre da engrenagem.	56
6.1	Curva de pressão.	61
6.2	Aceleração vertical do pistão.	63
6.3	Comparação da componente horizontal no mancal central.	64

6.4	Comparação da componente vertical no mancal central.	65
6.5	Comparação da componente horizontal no olhal maior.	66
6.6	Comparação da componente vertical no olhal maior.	67
6.7	Comparação da componente horizontal no olhal menor.	69
6.8	Comparação da componente vertical no olhal menor.	70
6.9	Comparação do torque.	71
6.10	Comparação da força normal no pistão.	72
6.11	Aceleração vertical do pistão.	74
6.12	Comparação da componente horizontal no mancal central.	75
6.13	Comparação da componente vertical no mancal central.	76
6.14	Comparação da componente horizontal no olhal maior.	77
6.15	Comparação da componente vertical no olhal maior.	78
6.16	Comparação da componente horizontal no olhal menor.	79
6.17	Comparação da componente vertical no olhal menor.	80
6.18	Comparação da componente horizontal no contato entre engrenagem e atuador.	81
6.19	Comparação da componente vertical no contato entre engrenagem e atuador.	82
6.20	Comparação da componente horizontal no contato entre engrenagem e atuador.	83
6.21	Comparação da componente vertical no contato entre engrenagem e pistão.	84
6.22	Comparação do torque.	85
6.23	Comparação da força normal no pistão.	87
7.1	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.	91
7.2	Torque na manivela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.	91
7.3	Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.	92
7.4	Força resultante na biela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.	92
7.5	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.	93
7.6	Torque na manivela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.	93
7.7	Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.	94
7.8	Força resultante na biela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.	94

7.9	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.	97
7.10	Torque na manivela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1. .	98
7.11	Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.	98
7.12	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.	99
7.13	Torque na manivela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1. . .	99
7.14	Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.	100
A.1	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.	111
A.2	Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.	112
A.3	Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.	112
A.4	Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.	113
A.5	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.	113
A.6	Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.	114
A.7	Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.	114
A.8	Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.	115
A.9	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.	119
A.10	Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.	120
A.11	Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.	120
A.12	Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.	121
A.13	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.	121

A.14 Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.	122
A.15 Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.	122
A.16 Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.	123
A.17 Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.	127
A.18 Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.	128
A.19 Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.	128
A.20 Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.	129
A.21 Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.	129
A.22 Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.	130
A.23 Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.	130
A.24 Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.	131
A.25 Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.	135
A.26 Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.	136
A.27 Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.	136
A.28 Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.	137
A.29 Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.	137
A.30 Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.	138

A.31	Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.	138
A.32	Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.	139
B.1	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.	143
B.2	Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.	143
B.3	Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.	144
B.4	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.	144
B.5	Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.	145
B.6	Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.	145
B.7	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.	149
B.8	Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.	149
B.9	Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.	150
B.10	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.	150
B.11	Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.	151
B.12	Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.	151
B.13	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.	155
B.14	Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.	155
B.15	Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.	156
B.16	Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.	156

B.17 Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.	157
B.18 Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.	157
B.19 Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.	160
B.20 Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.	161
B.21 Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.	161
B.22 Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.	162
B.23 Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.	162
B.24 Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.	163

Lista de Tabelas

2.1	Estratégias para redução do consumo de combustíveis (Nilsson, 2007)	11
6.1	Suposições realizadas para modelagem de curvas de pressão.	61
6.2	Parâmetros dimensionais do sistema	62
6.3	Parâmetros dimensionais do sistema	73
7.1	Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 3	89
7.2	Taxa de Compressão 14:1	95
7.3	Taxa de Compressão 12:1	95
7.4	Taxa de Compressão 10:1	95
7.5	Taxa de Compressão 8:1	95
7.6	Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 3	96
7.7	Taxa de Compressão 14:1	101
7.8	Taxa de Compressão 12:1	101
7.9	Taxa de Compressão 10:1	101
7.10	Taxa de Compressão 8:1	101
A.1	Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 4	109
A.2	Taxa de Compressão 14:1	116
A.3	Taxa de Compressão 12:1	116
A.4	Taxa de Compressão 10:1	116
A.5	Taxa de Compressão 8:1	116
A.6	Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 5	117
A.7	Taxa de Compressão 14:1	124
A.8	Taxa de Compressão 12:1	124
A.9	Taxa de Compressão 10:1	124
A.10	Taxa de Compressão 8:1	124

A.11 Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 6	125
A.12 Taxa de Compressão 14:1	132
A.13 Taxa de Compressão 12:1	132
A.14 Taxa de Compressão 10:1	132
A.15 Taxa de Compressão 8:1	132
A.16 Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 7	133
A.17 Taxa de Compressão 14:1	140
A.18 Taxa de Compressão 12:1	140
A.19 Taxa de Compressão 10:1	140
A.20 Taxa de Compressão 8:1	140
 B.1 Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 4	 141
B.2 Taxa de Compressão 14:1	146
B.3 Taxa de Compressão 12:1	146
B.4 Taxa de Compressão 10:1	146
B.5 Taxa de Compressão 8:1	146
B.6 Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 5	147
B.7 Taxa de Compressão 14:1	152
B.8 Taxa de Compressão 12:1	152
B.9 Taxa de Compressão 10:1	152
B.10 Taxa de Compressão 8:1	152
B.11 Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 6	153
B.12 Taxa de Compressão 14:1	158
B.13 Taxa de Compressão 12:1	158
B.14 Taxa de Compressão 10:1	158
B.15 Taxa de Compressão 8:1	158
B.16 Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 7	159
B.17 Taxa de Compressão 14:1	164
B.18 Taxa de Compressão 12:1	164
B.19 Taxa de Compressão 10:1	164
B.20 Taxa de Compressão 8:1	164

Simbolos

Letras Latinas

A	Centro do eixo menor da manivela
\vec{a}	Vetor aceleração [m/s^2]
B	Centro do pino do pistão
B^1, B^2 e B^3	Sistemas de coordenadas móveis
d	Diâmetro do pistão [m]
\vec{F}	Vetor força [N]
\vec{F}_e	Vetor força de explosão [N]
\vec{F}_N	Vetor força de explosão [N]
h	Variação horizontal do atuador MCE [m]
I	Sistema de coordenadas inercial
I	Tensor de Inércia
L	Comprimento da biela [m]
L_{cg}	Distância ao centro de massa da biela [m]
m_i	Massa dos corpos (i=1,2,3,4 e 5) [kg]
\vec{M}	Vetor momento [Nm]
N	Rotação do motor [rpm]
p	Pressão no cilindro [N/m^2]
\vec{P}	Vetor peso [N]
P^o	Função posição do pistão no sistema de coordenadas inercial
r	Raio da manivela [m]
\vec{r}	Vetor posição [m]
r_e	Raio da engrenagem [m]
rc	Taxa de compressão
v	Ângulo de inclinação do cabeçote [rad]
\vec{v}	Vetor velocidade [m/s]
V	Volume do cilindro [m^3]
V_c	Volume da câmara de combustão [m^3]

x	Distância no eixo X entre o virabrequim o eixo de inclinação do cabeçote $[m]$
x_b	Fração de massa queimada
X, Y e Z	Definem os eixos do sistema de coordenadas inercial
X^1, Y^1 e Z^1	Definem os eixos do sistema de coordenadas móvel solidário a manivela B^1
X^2, Y^2 e Z^2	Definem os eixos do sistema de coordenadas móvel solidário a biela B^2
X^3, Y^3 e Z^3	Define os eixos do sistema de coordenadas móvel solidário a engrenagem B^3
y	Distância no eixo Y entre o virabrequim o eixo de inclinação do cabeçote $[m]$

Letras Gregas

β	Ângulo da biela $[rad]$
β_v	Ângulo de inclinação do eixo de movimento do pistão $[rad]$
η	Ângulo entre a engrenagem e o eixo de atuação da engrenagem $[rad]$
θ	Ângulo da manivela $[rad]$
θ_{PMI}	Ângulo da manivela quando o pistão atinge o ponto morto inferior $[rad]$
θ_{PMS}	Ângulo da manivela quando o pistão atinge o ponto morto superior $[rad]$
φ	Ângulo da engrenagem $[rad]$
$\vec{\omega}$	Vetor aceleração angular $[rad/s^2]$

Abreviações

<i>EVC</i>	Fechamento da válvula de exaustão
<i>EVO</i>	Abertura da válvula de exaustão
<i>IVC</i>	Fechamento da válvula de admissão
<i>IVO</i>	Abertura da válvula de admissão
<i>PMI</i>	Ponto morto inferior
<i>PMS</i>	Ponto morto superior
<i>SVC</i>	Saab Variable Compression
<i>VCR</i>	Taxa de Compressão Variável

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Revisão Bibliográfica	2
1.2	Objetivo do Trabalho	9
1.3	Organização do Trabalho	10
2	MOTORES DE COMPRESSÃO VARIÁVEL	11
2.1	Saab	18
2.2	MCE-5	19
3	CURVA DE PRESSÃO	23
3.1	Modelagem por Fração de Massa Queimada	23
3.2	Etapa de Admissão	24
3.3	Etapa de Compressão	24
3.3.1	Determinação da Pressão Inicial	25
3.3.2	Determinação e Simplificação da Temperatura Inicial	25
3.4	Etapa de Combustão	26
3.5	Etapa de Expansão	28
3.6	Etapas de Escape e Exaustão	28
4	CÁLCULO DE FORÇAS DINÂMICAS PARA O MOTOR SVC SAAB	31
4.1	Introdução	31
4.2	Modelagem Cinemática	31
4.2.1	Matriz de Transformação de Coordenadas	34
4.2.2	Velocidades e Acelerações	35
4.3	Modelagem da Função Volume do Cilindro	37
4.4	Modelagem Dinâmica	39

4.4.1	Manivela	39
4.4.2	Biela	40
4.4.3	Pistão	42
5	CÁLCULO DE FORÇAS DINÂMICAS PARA O MOTOR MCE-5	44
5.1	Introdução	44
5.2	Modelagem Cinemática	44
5.2.1	Matriz de Transformação de Coordenadas	48
5.2.2	Velocidades e Acelerações	49
5.3	Modelagem da Função Volume do Cilindro	52
5.4	Modelagem Dinâmica para o Motor MCE-5	53
5.4.1	Manivela	53
5.4.2	Biela	55
5.4.3	Engrenagem	56
5.4.4	Pistão	57
5.4.5	Rolete	58
6	IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL E RESULTADOS	60
6.1	Modelagem SVC Saab	62
6.2	Modelagem MCE-5	68
7	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE	88
7.1	Metodologia Utilizada e Apresentação dos Resultados	88
7.2	Modelagem SVC Saab	89
7.2.1	Variação do Raio de Manivela	89
7.3	Modelagem MCE-5	96
7.3.1	Variação do Raio de Manivela	96
8	CONCLUSÃO E PERSPECTIVA PARA TRABALHOS FUTUROS	102
8.1	Perspectiva para Trabalhos Futuros	103
	Referências Bibliográficas	105
A	- Análise de Sensibilidade para o Motor SVC Saab	109

A.1	Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Alteração Linear da Massa da Biela	109
A.2	Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição da Massa da Biela para Manter Constante a Força Alternada . .	117
A.3	Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição do Diâmetro do Pistão para Manter a Cilindrada Constante . . .	125
A.4	Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição do Diâmetro do Pistão para Manter a Cilindrada e Força Alternada Constantes	133
B	- Análise de Sensibilidade para o Motor MCE-5	141
B.1	Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Alteração Linear da Massa da Biela	141
B.2	Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição da Massa da Biela para Manter Constante a Força Alternada . .	147
B.3	Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição do Diâmetro do Pistão para Manter a Cilindrada Constante . . .	153
B.4	Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição do Diâmetro do Pistão para Manter a Cilindrada e Força Alternada Constantes	159

1 INTRODUÇÃO

As incógnitas com relação ao aquecimento global e suas influências no meio ambiente, aliadas às incertezas quanto ao fornecimento e produção de energia, são conseqüências de nosso atual estilo de vida, baseado em conforto pessoal e mobilidade. Para o futuro, teremos que desenvolver rapidamente tecnologias de alta eficiência em todos os setores e torná-las disponíveis aos consumidores.

Neste contexto, o atual sistema de transporte de baixa eficiência é fonte de preocupações, e será necessário introduzir meios de transportes que consomem menos combustíveis. Isto, entretanto, deve ser feito respeitando algumas condições: para mantê-los populares, os futuros carros devem manter seus altos níveis de desempenho; e para mantê-los bens de consumo de massa, devem ser financeiramente acessíveis.

Entretanto, projetar carros de alto desempenho que são eficientes e não poluentes é difícil, pois todos queremos que se mantenham baratos. Além disso, é inútil produzir veículos caros de baixo consumo que não sejam bem recebidos pelo consumidor, neste caso não teriam impactos significativos no meio ambiente ou em níveis globais de disponibilidade de energia. É, então, necessário encontrarmos soluções simples, eficientes e de baixo custo. E esta é a estratégia dos motores de compressão variável, uma evolução que completa a tecnologia de motores de combustão interna com uma funcionalidade essencial, a taxa de compressão variável.

A razão deste projeto é analisar e dimensionar a melhora de torque de tal motor, redução do consumo de combustível e emissão de poluentes devido à variação da taxa de compressão de um motor durante seu funcionamento. Uma análise será realizada para determinar a

influência da variação da taxa de compressão no comportamento dinâmico do motor.

Sabe-se que um dos parâmetros do motor mais influenciado pela variação da taxa de compressão é a curva de pressão nos cilindros. Será realizado um estudo sobre esta influência, assim como um estudo geral sobre curvas de pressão e sua modelagem analítica. Uma modelagem analítica será apresentada e implementada.

1.1 Revisão Bibliográfica

Motores de combustão interna remetem a 1876 quando o primeiro motor de ignição por centelha foi definido por Beau de Rochas e implementado com sucesso pelo engenheiro alemão Nikolaus Otto, e 1892 quando Rudolf Diesel inventou o primeiro motor de ignição por compressão. Desde então, os motores têm continuamente evoluído conforme novas tecnologias se tornam disponíveis, conforme existe demanda de novos tipos de motores e as restrições sócio-ambientais são alteradas. Os últimos 40 anos têm apresentado um intenso crescimento na pesquisa e desenvolvimento de motores, pois conceitos como poluição do ar, custo, combustíveis alternativos e competitividade do mercado têm aumentado sua importância.

Heywood (2009) analisa a evolução dos motores na última década, por meio de comparação de diversos parâmetros como: máximo torque, potência e velocidade; configuração dos cilindros, cilindrada, e taxa de compressão; configuração do comando de válvulas; conceitos de aspiração e injeção de combustíveis.

A melhora de desempenho para motores com tempo de válvulas fixo tem sido modesta, motores com comando de válvulas variável (VVT - Variable Valve Timing) tiveram melhora no controle dos tempos de abertura e fechamento de válvulas, e sua parcela de mercado (“market share”) aumentou. O número de motores naturalmente aspirados com desativação de cilindros, turbo-alimentados ou com injeção direta de combustível também cresceu consideravelmente. Motores Diesel com injeção direta de combustível substituíram os com injeção indireta e seus valores de BMEP (pressão média efetiva) elevaram. Para motores Otto, a taxa de compressão tem aumentado significativamente nos últimos anos (Heywood, 2009).

Com relação à redução de emissão de poluentes, os motores apresentaram algumas evoluções, entre elas a recirculação dos gases de exaustão (EGR - Exhaust Gas Recirculation). A EGR tem por objetivo a diminuição das emissões de NO_x . Estas emissões são decorrentes das altas temperaturas da câmara de combustão associadas à presença de oxigênio.

Verificou-se que a incorporação de parte (20 a 30%) dos gases inertes de escape à mistura admitida propicia a diminuição da pressão média efetiva o que resulta na diminuição da temperatura máxima da câmara de combustão e com isto, a diminuição na formação do NO_x . A diminuição da pressão média efetiva decorre do fato que os cilindros admitirem um volume de mistura de 20 a 30% menor quando há recirculação dos gases de escape.

Lang et al. (2007) descreve a demanda e o potencial do downsizing para os atuais e futuros motores de combustão à gasolina, gás natural e hidrogênio. A técnica de downsizing objetiva melhorar a eficiência energética, aumentar a potência e o torque do motor sem variação do volume dos cilindros, por meio do aumento da taxa de compressão ou sobrealimentação. Fraser et al. (2009) analisa o aumento da eficiência operacional que pode ser introduzido com a utilização do conceito de downsizing. Já Nozawa et al. (1994) apresenta uma simulação numérica para avaliar os efeitos do downsizing em perdas por atrito e consumo de combustíveis.

O conceito de comando de válvulas variável foi primeiramente desenvolvido pelo engenheiro Giovanni Torazza e patentado pela Fiat no final da década de 1960. A variação no tempo e no curso das válvulas visa adequar a massa ar/combustível admitida na câmara de combustão à velocidade de rotação do motor (Dresner e Barkan, 1989). Uma outra tecnologia recentemente aplicada aos motores é a variação da taxa de compressão durante o funcionamento do motor.

Os efeitos da composição dos combustíveis e da taxa de compressão na eficiência térmica dos motores foi apresentado por Szybist e Bunting (2007). Em Larsen (1991) é apresentado o projeto de um motor mono cilindro no qual é possível alterar o tempo de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, além de variar o volume câmara de compressão durante sua operação. A parte superior do motor é acionada por um atuador hidráulico. Este

mecanismo permite variar a distância entre o pistão e o cabeçote sem afetar significativamente o tempo de abertura e fechamento válvulas.

Pischinger et al. (2001) e Mendler e Gravel (2002) apresentaram a utilização da variação da taxa de compressão em conjunto com downsizing. As desvantagens que ocorrem durante a admissão foram eliminadas e uma redução de consumo de 30% foi obtida em comparação com motores naturalmente aspirados de mesma potência. Este artigo introduziu o conceito de virabrequim excêntrico sendo que o potencial termodinâmico do conceito de downsizing justificaram os esforços e custos adicionais de montagem e projeto causados pela excentricidade do virabrequim.

O trabalho de Schwaderlapp et al. () apresenta detalhes sobre a integração de um virabrequim excêntrico em um motor tradicional. O resultado mostra haver uma boa relação entre peso, custo e tamanho, além de proporcionar viabilidade ao conceito de downsizing baseado em economia de combustível.

A partir de 2003, alguns autores apresentaram motores de compressão variável, incluindo as soluções construtivas usuais e os critérios de projeto adotados na área. Moteki et al. (2003) apresentam sistema com taxa de compressão variável que consiste num mecanismo pistão-virabrequim “multi-link”. O mecanismo varia a posição do pistão no PMS tornando possível alterar a taxa de compressão do motor continuamente. Uma otimização foi proposta para o mecanismo a fim de diminuir alguns efeitos indesejáveis como aumento no tamanho do motor, aumento da massa e vibração do sistema devido às características de aceleração do pistão e aumento de peças deslizantes. Redução da vibração de segunda ordem, menores perdas por atrito no pistão e aplicação do mecanismo em blocos de motores existentes foram alguns benefícios obtidos por este mecanismo.

O trabalho de Yamin e Dado (2004) consistiu em analisar o mecanismo com o curso do pistão variável proposto em (Freudenstein, 1981) e desenvolver um modelo computacional para simular este mecanismo. A comparação dos resultados obtidos pela simulação com dados da literatura mostrou que o mecanismo analisado tem uma potência indicada 62% maior que um motor tradicional com curso de pistão constante. Além disso o mecanismo tem

uma variação no consumo de combustível indicado entre -6% e +4%.

Hiyoshi et al. (2006) complementaram o artigo de Moteki, no qual é apresentado um mecanismo pistão-virabrequim multi-link, obtendo uma taxa de compressão ótima para as condições momentâneas de operação. Neste artigo o mecanismo acima mencionado é utilizado em um motor com turbo-compressor para investigar os efeitos no desempenho do motor. É mostrado que o consumo de combustível e a potência podem ser aumentados pela taxa de compressão, utilizando EGR em baixas cargas e grande ganho de pressão em altas cargas.

Um motor VCR (Variable Compression Ratio) de dois pistões no qual guias foram utilizadas para garantir resistência mecânica é apresentado por Ishikawa et al. (2009). As guias têm duas vantagens: minimizam o tamanho do motor; e possibilitam um menor consumo de energia durante a etapa de compressão. Entretanto, a durabilidade do motor é prejudicada devido ao impacto causado pelas forças inercias do segundo pistão, responsável por alterar a taxa de compressão.

A SAAB apresentou em 2000 no Salão de Genebra seu protótipo de motor de compressão variável baseado em um simples mecanismo. Drangel et al. (2002) apresentaram detalhes do mecanismo e os sistemas SVC (Saab Variable Compression) e SCC (Saab Combustion Control).

Neste motor a variação da taxa de compressão é continuamente ajustada para um valor ideal. O motor consiste em duas partes, na região superior está o cabeçote com o cilindro integrado; na região inferior estão o virabrequim, o pistão e a biela. A variação do volume na câmara de combustão ocorre devido a uma inclinação da parte superior em relação à inferior. Nilsson (2001) e Nilsson (2006) apresentam um modelo para controle da variação da taxa de compressão para o motor SVC Saab. Além disso, por meio de análise geométrica foi apresentado um modelo para a função volume deste motor.

O projeto MCE-5 iniciou em 2000 e teve seu protótipo finalizado em Julho de 2007. O motor é a combinação do mecanismo biela-virabrequim e engrenagens de longa vida, integrando sistemas de transmissão de potência e controle de taxa de compressão para cada cilindro. O mecanismo baseado em engrenagens possibilita robustez e confiabilidade assim

como um mecanismo compacto e eficiente, de fácil integração em veículos (Rabhi et al., 2004).

De acordo com Rabhi et al. (2005), graças a suas engrenagens de longa-vida e o pistão guiado por rolete, que não está sujeito a esforços radiais e seu movimento é unicamente vertical, o motor MCE-5 garante alta durabilidade, robustez e confiabilidade para altas cargas. Além disso, o projeto do motor não implica em alteração nas demais partes do veículo ou componente adicional para conexão com a caixa de transmissão.

Motores de compressão variável objetivam atingir a demanda por baixo consumo de combustíveis. Uma taxa de compressão elevada resulta em alta eficiência energética do motor, mas também aumenta o risco de detonação. Em motores convencionais com taxa de compressão fixa, a detonação é evitada pelo atraso do ângulo de árvore de manivelas na qual a centelha é emitida. O motor VCR oferece uma dimensão extra do controle de detonação, já que tanto a taxa de compressão quanto o ângulo de centelha podem ser ajustados.

Entretanto para que a máxima eficiência seja alcançada uma combinação de parâmetros deve ser encontrada, considerando-se uma faixa de taxas de compressão e ângulos que não causam risco de detonação. Nilsson (2007) apresenta métodos de detecção da detonação e um estudo sobre a oscilação das propriedades do fenômeno. Os três métodos apresentados foram insensíveis a distúrbios e estimaram o ângulo de detonação com boa precisão.

O trabalho de Roberts (2003) analisa os potenciais benefícios dos motores, ciclo Otto, de compressão variável. Dentre as restrições evidenciadas por Roberts estão questões ligadas à produção e dificuldades para acoplar os novos mecanismos às demais partes dos veículos (principalmente as caixas de transmissões). Benefícios econômicos de consumo de combustíveis relacionados a outras tecnologias como desativação de um cilindro ou ausência de eixo comando de válvulas se mostraram inferiores em comparação ao VCR. E a tecnologia de variação de taxa de compressão foi identificada como a chave que possibilita a implantação de conceitos como o downsizing e ciclo Otto-Atkinson.

Além do ciclo Otto-Atkinson, outro ciclo se torna viável com a implantação de taxa de compressão variável, o ciclo de carga homogênea com ignição por compressão ou HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition). Neste ciclo, a densidade e temperatura da

mistura ar/combustível é elevada por compressão até sua auto-ignição. A ignição ocorre em diversas regiões ao mesmo tempo o que faz com que a mistura queime quase simultaneamente. Pelo fato de não existir um mecanismo direto para iniciar a combustão - como a centelha no ciclo Otto - o processo de controle se torna desafiador.

Christensen et al. (1999) apresenta um motor HCCI no qual uma alteração na posição de um pistão secundário - controlado por um sistema hidráulico - no cabeçote possibilita variar a taxa de compressão. Além disso, por meio de um sistema de injeção duplo e um aquecedor elétrico foi possível variar a octanagem do combustível e controlar a temperatura do ar admitido. Christensen et al. (1999), então, apresenta as relações entre a octanagem do combustível, a temperatura do ar admitido e a taxa de compressão necessária para a auto-ignição próxima ao PMS.

Os resultados mostraram que quase todos combustíveis líquidos podem ser utilizados em motores HCCI com taxa de compressão variável. A eficiência indicada não aumentou proporcionalmente à taxa de compressão conforme era esperado. A emissão de NO_x foi, em geral, baixa e não diretamente proporcional à taxa de compressão. A emissão de hidrocarbonetos não queimados foi relativamente alta e independente da taxa de compressão (Christensen et al., 1999).

O potencial de utilização de VCR em grandes motores Diesel é analisado por Hountalas et al. (2006). A utilização de VCR em motores Diesel é bastante limitada, visto que estes motores devem trabalhar em altas taxas para haver a auto-ignição da mistura. Entretanto a utilização de avanço na injeção de combustível e altas taxas de EGR - possibilidades para redução de emissão de NO_x e do consumo - torna viável a utilização do VCR em situações de altas cargas. Sendo nestes casos utilizada taxas de compressão menores e conseqüentemente menores picos da pressão de combustão.

Além de aperfeiçoar a combustão e operação de um motor a variação da taxa de compressão afeta alguns importantes parâmetros, como a função volume na câmara de combustão, o controle de ignição do sistema e principalmente, a pressão no cilindro (Tanaka et al., 2007).

O conhecimento de como varia esta pressão permite um melhor entendimento de todo

o processo que ocorre no cilindro e a interações entre os gases, o filme de óleo e o pistão. Atualmente os modelos encontrados para a curva de pressão são obtidos experimentalmente e não é possível simular ou observar as flutuações da pressão instantaneamente nas unidades de controle convencionais. É, então, necessário encontrar métodos analíticos para estimar a curva de pressão a partir dos parâmetros dimensionais e da taxa de compressão do sistema.

Kuo (1996) apresenta uma modelagem analítica para curva de pressão baseada princípios termodinâmicos e na fração de massa queimada. A pressão é modelada como uma função do ângulo do virabrequim. Os tempos de válvula e centelha, geometria, velocidade do motor e pressão inicial são dados iniciais do modelo.

Já Eriksson e Andersson (2002) descrevem um modelo analítico de curva de pressão baseado na parametrização do ciclo Otto ideal. Uma das idéias na qual este modelo se baseia é a divisão do ciclo Otto em cinco etapas e obtenção de informações sobre os processos de compressão e expansão. Estes dois processos são admitidos como assíntotas nas condições normais de operação antes da ignição e depois do processo de combustão. O ciclo real é similar ao ideal e as similaridades acontecem principalmente no início da compressão e ao final da expansão. A segunda idéia é que a razão de pressão durante a combustão seja baseada no calor gerado pela queima da mistura. Este método pode ser invertido e utilizado para interpolação entre as curvas de expansão e compressão.

A análise inversa é, também, apresentada por Klein et al. (2006), ou seja, estimar a taxa de compressão por meio das curvas de pressão no cilindro. São apresentados três métodos: em dois são utilizados modelos de processos politrópicos, o método baseado na projeção algorítmica variável utiliza interpolação entre os modelos politrópicos da compressão e expansão. Um terceiro método inclui fenômenos de transferência de calor, mas tem uma maior demanda computacional e é recomendado quando se deseja uma melhor precisão.

A economia de combustíveis e diminuição de emissão de poluentes são os principais objetivos do desenvolvimento dos futuros meios de transportes. Além da melhora da eficiência energética dos atuais motores a combustão interna, motores elétricos e movidos à célula de combustíveis estão sendo gradualmente introduzidos nos novos carros. Ross e Wu (1995)

analisaram a viabilidade econômica, de redução do consumo de combustível e emissão de poluentes de dois carros híbridos. Um carro híbrido tem economia de 30% a 50% no consumo de combustível. Entretanto, no Brasil a produção deste tipo de carro ainda não é viável devido aos preços comerciais e impostos, o que tornaria a demanda por carros híbridos insuficiente.

O trabalho Chikahisa et al. (2000) avaliou a possibilidade de crescimento de mercado de futuros carros, como híbridos, elétricos ou de células de combustível, baseados em desempenho e aspectos econômicos. Além disso, investigou o potencial de redução de emissão de poluentes destes veículos gerando um comparativo entre os diversos tipos de veículos considerando diversos cenários econômicos, preço de combustíveis, potência máxima dos carros e medidas de controle de carbono.

Carros elétricos e veículos com células de hidrogênio apresentam os melhores potenciais para redução de emissão de CO₂. Durante os próximos 20 anos veículos híbridos como motores de combustão interna e elétricos irão obter maioria do mercado e carros com células de combustíveis irão aparecer por volta de 2015. Já os elétricos serão aceitos pelo mercado com a condição da infra-estrutura não ser limitadora a este tipo de carro (Chikahisa et al., 2000).

1.2 Objetivo do Trabalho

Tendo em vista o recente desenvolvimento de motores de compressão variável é necessário determinar como a variação da taxa de compressão influencia na dinâmica do mecanismo. Esta dissertação busca apresentar a modelagem cinemática e dinâmica do sistema de mecanismo pistão-biela-manivela com a incorporação de taxa de compressão variável para dois motores a serem apresentados.

Além disso, implementar os mecanismos em linguagem Matlab, incluindo efeitos da variação da taxa de compressão na curva de pressão no cilindro. Objetiva-se realizar uma análise de sensibilidade dos motores e uma variação contínua na taxa de compressão para analisar carregamentos de flexão e torque do motor.

1.3 Organização do Trabalho

O Capítulo 2 apresenta o estudo sobre soluções construtivas e de projeto dos motores de compressão variável existente, entre eles SVC Saab, MCE-5, o motor Caterpillar e GOEngine.

A modelagem analítica de curva de pressão e um estudo detalhado destas são apresentados no Capítulo 3.

O Capítulo 4 apresenta as modelagens cinemática e dinâmica do motor SVC Saab realizada por meio das equações de Newton-Euler. São obtidas as equações de reações de apoio nos mancais, força normal do pistão e torque. Procedimento semelhante é realizado para o motor MCE-5 no Capítulo 5.

A implementação computacional da cinemática e dinâmica dos modelos SVC Saab e MCE-5, e das curvas de pressão analítica e os resultados obtidos são apresentados no Capítulo 6. É também apresentada uma conclusão e alguns comentário sobre os resultados.

Um estudo de sensibilidade dos parâmetros de projeto foi realizado com base nas modelagens cinemática e dinâmica para os motores SVC Saab e MCE-5, seis diferentes análises foram realizadas para cada modelo, seus métodos, resultados e análise são mostrado no Capítulo 7 e nos Apêndices A e B.

No Capítulo 8 são apresentadas algumas conclusões, comentários finais e as perspectivas futuras, visando a continuidade deste trabalho.

2 MOTORES DE COMPRESSÃO VARIÁVEL

Existem vários fatores que corroboram a utilização dos motores de compressão variável (VCR), assim como seu aperfeiçoamento por meio de experimentos e estudos. O principal deles é a potencial redução do consumo de combustíveis. A redução do consumo implica em melhora do trabalho mecânico positivo (eficiência do motor) e/ou redução do trabalho mecânico negativo (perdas mecânicas por atrito ou de bombas). Algumas estratégias para redução do consumo são apresentadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Estratégias para redução do consumo de combustíveis (Nilsson, 2007)

Estratégia	Tecnologia
Injeção direta de combustível	Injeção direta “Common Rail”
Acionamento de válvulas variável	Comando de válvulas variável Acionamento sem comando de válvulas
Taxa de compressão variável - Figura 2.1	A: Cabeçote articulado B: Pistões hidráulicos C: Mancais Excêntricos D: Conjunto biela-manivela “multi-braços” E: Pistão adicional no cabeçote F: Mecanismos baseados em engrenagens
Sobrealimentação	Compressor de acionamento mecânico Turbo-compressor
Projeto, Materiais e Lubrificante de baixo atrito	Anéis de pistão de baixa tensão Rolamentos de diâmetro reduzido Mancais de baixo atrito
Periféricos de baixo consumo de energia	Bomba de óleo elétrica Bomba de água elétrica

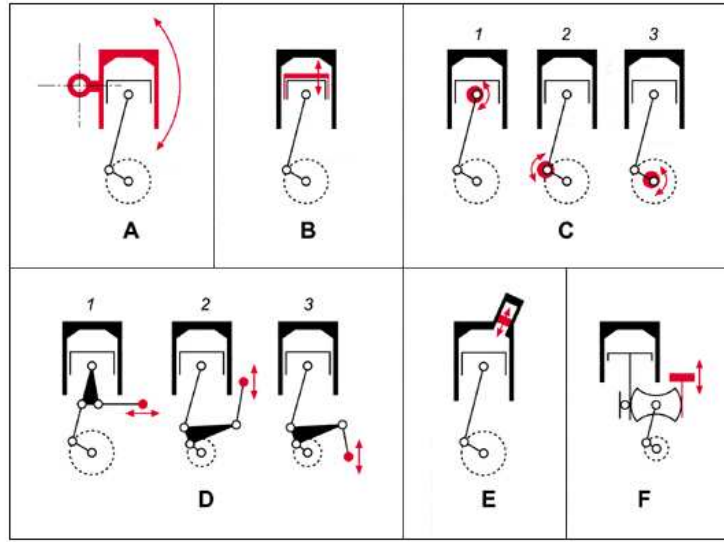


Figura 2.1: Modelos de motores de compressão variável (Rabhi et al., 2004).

A evolução da redução de emissão de CO_2 para determinadas tecnologias implementadas em motores é mostrada na Figura 2.2. Percebe-se que a introdução da taxa de compressão variável expande a perspectiva de redução de emissão de poluentes devido ao fato desta tecnologia possibilitar a introdução de outras como downsizing, VVA (Variable Valve Actuation - Acionamento de válvulas variável) e o ciclo de Atkinson.

Um motor com ciclo de Atkinson permite que as etapas de admissão, compressão, expansão e exaustão ocorram em uma única rotação do virabrequim (Atkinson, 1887). Devido ao seu projeto de virabrequim, a taxa de expansão pode diferenciar da taxa de compressão. O motor ciclo Atkinson pode gerar uma potência maior que um motor ciclo Otto, visto que a etapa de expansão pode ser mais longa que a de compressão.

O ciclo Atkinson ideal, Figura 2.3, consiste em quatro operações: compressão isentrópica ou adiabática reversível (sem transferência de calor), adição de calor à volume constante, rejeição de calor à pressão constante e expansão isentrópica.

Além disso, ciclo Atkinson pode se referir a um ciclo no qual a válvula de admissão permanece aberta por um tempo maior, permitindo um fluxo reverso da mistura ar/combustível para o duto de admissão. A relação de compressão é reduzida (durante o tempo no qual a

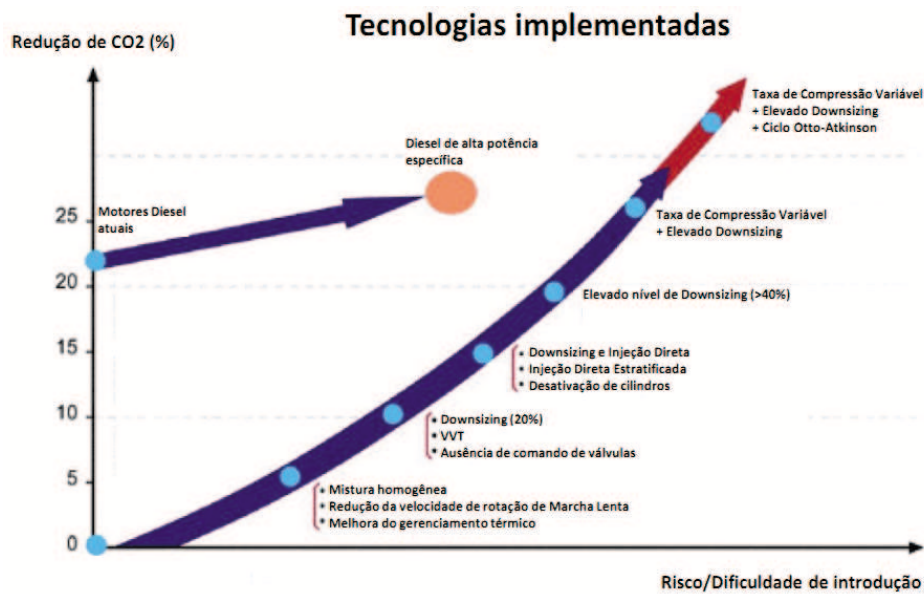


Figura 2.2: Redução de CO_2 para algumas tecnologias implementadas (Rabhi et al., 2004).

mistura escapa livremente pelos dutos ao invés de ser comprimida), mas a taxa de expansão permanece constante. Isto significa que a taxa de compressão é menor que a taxa de expansão. O calor gerado durante a combustão aumenta a pressão, forçando o pistão a se mover para baixo e expandindo a mistura para um volume maior do que quando a compressão iniciou (Heywood, 1988).

O objetivo do ciclo Atkinson é permitir que a pressão na câmara de combustão, no final da expansão seja igual à pressão atmosférica; quando isso ocorre, toda a energia disponível na combustão foi convertida para energia mecânica. Para qualquer massa de mistura ar/combustível admitida, quanto maior a taxa de expansão, maior a quantidade de energia térmica convertida para energia mecânica, o que significa que o motor é mais eficiente (Boggs et al., 1995).

A Figura 2.4 demonstra das duas principais estratégias para redução do consumo de combustível em um motor de combustão interna: melhora do consumo específico, particularmente em áreas mais utilizadas em ciclos padrões de emissões (como o ciclo europeu NEDC) e reposicionamento do ciclo de emissões em áreas de menor consumo específico.

A primeira estratégia - representada pela passagem 1 na Figura 2.4 - é baseada na

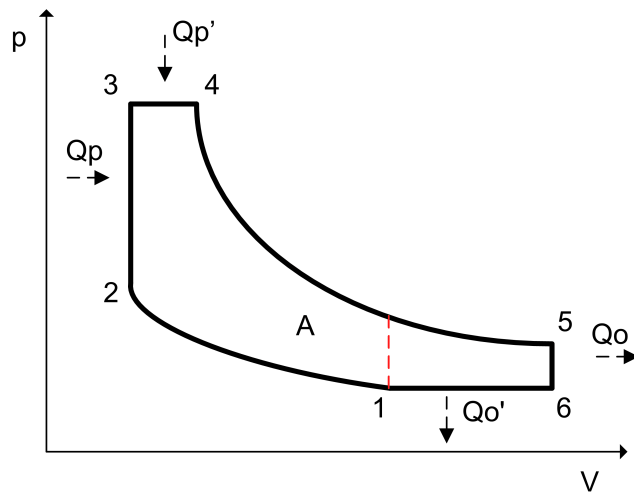


Figura 2.3: Diagrama do ciclo Atkinson ideal.

otimização da taxa efetiva de expansão dos gases e redução de perdas por transfência de calor, bombeamento e atrito. A segunda estratégia (passagem 2) é, principalmente, baseada no aumento de torque e potência específicos para redução da capacidade volumétrica e da rotação operacional média (“downspeeding”)

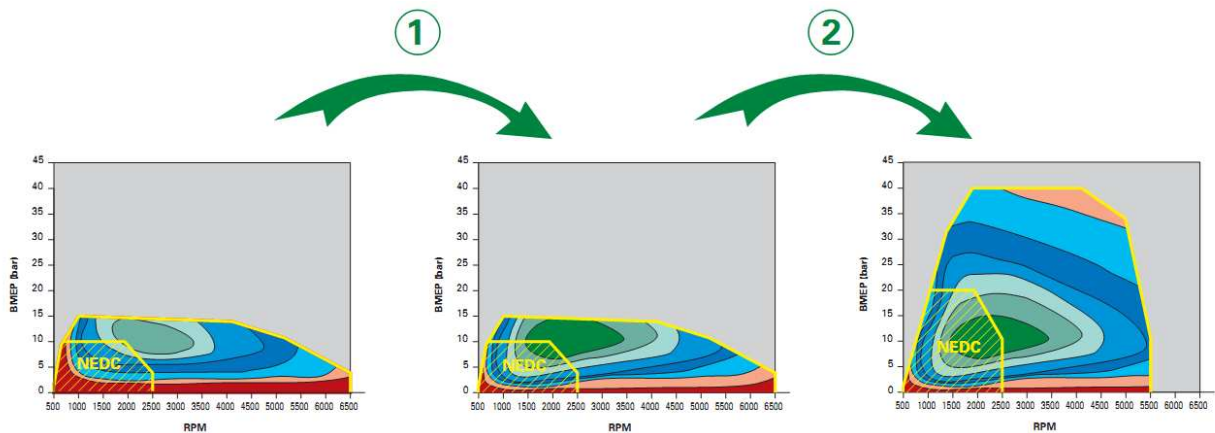


Figura 2.4: Conceito do Downsizing (MCE, 2009).

A técnica de downsizing permite aumentar a potência e o torque sem aumentar a capacidade dos cilindros, utilizando o aumento da taxa de compressão ou sobrealimentação. Reduzir a capacidade do motor permite redução do consumo de combustíveis devido a redução das perdas por bombeamento, redução da transferência de calor dos gases pela camisa e

redução das perdas por atrito. Entretanto, o downsizing possui alguns limites que o sistema VCR pode minimizar:

- Limite de detonação

A sensibilidade de detonação (fenômeno de ignição espontânea da mistura ar/combustível) para motores convencionais pode ser reduzida por resfriamento, ou seja, enriquecimento da mistura (normalmente aplicado em motores sobrealimentados) ou injeção direta de combustível (a elevada temperatura na câmara é utilizada para evaporação do combustível). Entretanto estas técnicas aumentam a emissão de poluentes como *HC*, *CO* e/ou particulados, tornando-as inviáveis futuramente.

Como a razão volumétrica está sob controle nos motores VCR, a taxa de compressão não é mais um fator determinante para a detonação e também, não limita a pressão de sobrealimentação ou potência específica, o motor sempre opera abaixo do limite de detonação qualquer que seja sua carga. Isto permite sobrealimentação elevada por redução da taxa de compressão (valor baixos como 8:1), enquanto possibilita ao motor operar sob taxas de compressão elevadas (de 15:1 a 16:1) em situação de baixa carga, provendo redução significativa do consumo de combustíveis durante grande parte das condições de dirigibilidade.

- Limite de resistência térmica

Como a densidade de potência (potência em relação a capacidade dos cilindros) é maior em motores com downsizing, as tensões térmicas no cabeçote, válvulas de admissão e escape e dutos aumentam.

O VCR permite que a taxa de compressão seja maior conforme aumenta a velocidade do motor, como resultado em situação de máxima potência a temperatura dos gases de exaustão são menores e o pistão realiza um maior trabalho. Além disto, é possível operar em uma situação ótima entre taxa de compressão e avanço na ignição para obter uma melhor eficiência e com isso, menores temperaturas dos gases de exaustão.

- Tempo de resposta da sobrealimentação

Quanto maior o downsizing, menor o torque do motor sob condições de operação naturalmente aspirado e maior sua dependência na sobrealimentação. Se o máximo torque e potência destes motores é comparável àqueles de grande deslocamento volumétrico, eles necessitam de uma rápida resposta dos turbo-compressores durante a operação transiente entre as baixas e altas rotações. No ponto de vista técnico, existe grande dificuldade de projetar turbo-compressores para motores de elevada potência específica que possuam um pequeno atraso do turbocompressor (tempo necessário para a turbina atingir uma rotação no qual possa funcionar de maneira eficaz) e forneçam elevado torque em baixa rotação.

O VCR permite a redução do efeito *turbo-lag*, a taxa de compressão pode ser reduzida para aumentar a entalpia nos gases de exaustão disponíveis para o turbo-compressor. O VCR, também, reduz a temperatura dos gases de exaustão tornando possível aumentar a eficiência dos turbos (por exemplo, os turbo-compressores com geometria variável).

Comparado com motores Diesel, os motores de ignição por centelha apresentam elevadas perdas por bombeamento, apesar do downsizing diminuir estas perdas, não elimina-as. As estratégias para redução das perdas por bombeamento mais eficientes são baseadas em controle da mistura a ser injetada na câmara. Estas estratégias são de dois tipos

- Estratégia não-estequiométrica: permite controle da injeção pela razão ar/combustível da mistura.

Seja homogênea ou estratificada, uma combustão pobre (razão ar/combustível elevada) apresenta uma grande desvantagem: como ocorre com excesso de ar, a redução do NO_x não pode ser realizada com eficácia pelo catalisador de três vias.

Uma elevada razão ar/combustível não pode ser utilizada para uma combustão pobre homogênea pois retarda o início e dificulta a propagação da chama. O VCR permite o aumento da pressão e temperatura na câmara para restaurar condições favoráveis para a combustão, tornando possível uma combustão pobre e homogênea eficaz.

- Estratégias estequiométricas: permite controle da injeção pelo atraso do fechamento da válvula de admissão.

O atraso do fechamento da válvula de admissão em motores convencionais reduz a razão de compressão efetiva. Como resultado disto, a temperatura e pressão durante a compressão são reduzidas e as condições da combustão se deterioram - baixa propagação de chama, razão de expansão efetiva reduzida, aumento na geração de HC e CO . O VCR permite restaurar a razão de compressão e as condições de combustão qualquer que seja o atraso no fechamento da válvula: quanto maior o atraso, maior a razão volumétrica do motor.

A potencial redução da emissão de poluente é, também, um fator que corrobora a utilização e estudo de motores com taxa de compressão variável. A taxa de compressão variável permite utilização motores com elevado downsizing e introdução do ciclo Otto-Atkinson, isto proporciona elevada redução de consumo de combustível e emissão de CO_2 quando operando sob uma combustão estequiométrica.

A eficiência do catalisador em relação a mistura ar/combustível é mostrada na Figura 2.5.

O VCR proporciona um funcionamento otimizado do catalisador devido ao controle de parâmetros como temperatura e pressão de combustão, razão de expansão eficiente e volume da câmara de combustão. Assim, por exemplo, quando o motor está frio, o VCR reduz a eficiência do motor para aumentar a temperatura dos gases de exaustão e com isso, acelerar o catalisador de três vias a atingir sua temperatura ótima para redução de NO_x .

Portanto, a tecnologia de taxa de compressão variável apresenta um grande potencial de evolução comparado a motores com taxa de compressão constante. Em um curto tempo, o VCR permitirá uma grande redução do consumo de combustíveis e emissão de poluente em motores com ignição por centelha.

A seguir será apresentado detalhes construtivos e características de funcionamento de alguns motores de compressão variáveis já existentes.

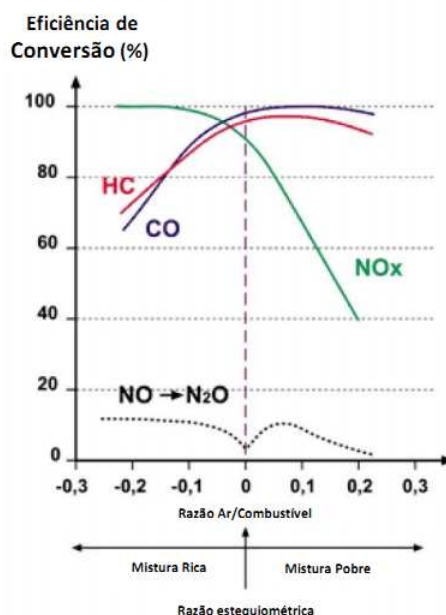


Figura 2.5: Eficiência do catalisador em relação a mistura ar/combustível (MCE, 2009).

2.1 Saab

A SAAB apresentou em 2000 no Salão de Genebra seu protótipo de motor de compressão variável baseado em um simples mecanismo, Figura 2.6. O mecanismo consistia em um motor com cinco cilindros dispostos em linha, ciclo Otto, 1589 cm^3 , 168 kW e 295 Nm utilizando gasolina com 98 de octanagem. O consumo de combustível de tal motor foi reduzido em 30% em relação a um motor aspirado. E as emissões de poluente decaíram proporcionalmente ao consumo, obedecendo a atual legislação européia.

Neste motor a variação da taxa de compressão é continuamente ajustada para um valor ideal. O motor consiste em duas partes, na região superior estão o cabeçote com o cilindro integrado; na região inferior estão o virabrequim, o pistão e a biela. A variação do volume na câmara de combustão ocorre devido a uma inclinação da parte superior em relação à inferior, como mostrado na Figura 2.7.

As vantagens da implementação da taxa de compressão variável em motores ciclo Otto são o aumento da potência gerada pelo motor, redução do consumo de combustíveis e redução

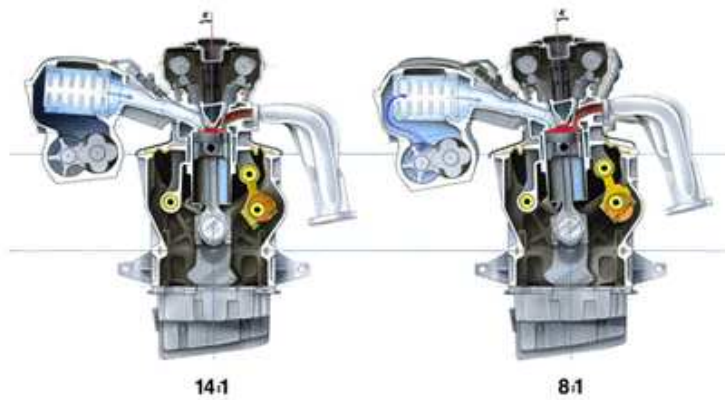
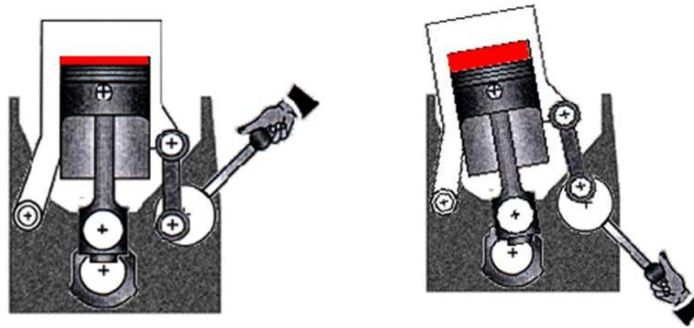


Figura 2.6: Motor Saab (Nilsson, 2001).



(a) Taxa de compressão 14:1. (b) Taxa de compressão 8:1.

Figura 2.7: Inclinação do cabeçote.

da emissão de poluentes. Com desvantagem, podemos citar a complexidade do mecanismo, devido a maior quantidade de peças o que pode causar aumento de preço.

O uso da tecnologia de compressão variável poderá ser implantado como solução para redução das taxas de consumo e poluição, a fim de mantermos ou aumentarmos a potência e torque comparativamente aos motores atuais.

2.2 MCE-5

O MCE-5 tem uma mesma estrutura que um motor comum - como pode ser visto na Figura 2.8. Sua arquitetura e dimensões são bastante similares assim como seu comportamento vibratório e de ruídos. O MCE-5 é a combinação do mecanismo biela-virabrequim

e engrenagens de longa vida, Figura 2.9, integrando sistemas de transmissão de potência e controle de taxa de compressão para cada cilindro. E este arranjo é baseado exclusivamente em sistemas mecânicos e melhora radicalmente a capacidade do motor em termos de desempenho, eficiência de combustível e controle de poluentes (Rabhi et al., 2004).

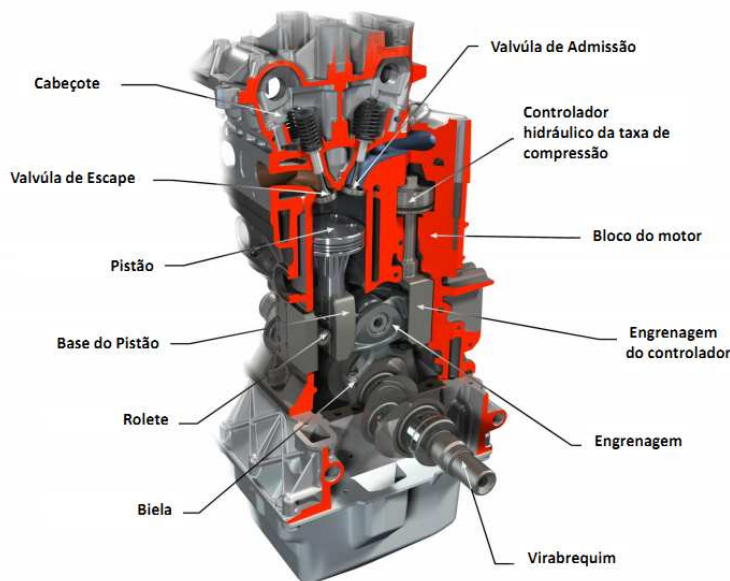


Figura 2.8: Detalhes do motor MCE-5 (Rabhi et al., 2004).

O motor MCE pode multiplicar o torque por três e a potência por dois, em comparação com um motor tradicional de mesmo deslocamento volumétrico. Isto significa que é possível produzir com um motor de 1,5L uma potência de 160 kW (218 HP), equivalente a de um motor V6 3L.

O motor MCE-5 utiliza downsizing e down-speeding (técnica de otimização das razões de transmissão) o que leva a uma redução de consumo de quase 25%. Além disso, o motor pode, a qualquer momento, adaptar a taxa de compressão de cada cilindro para a situação a qual está sendo submetido. Isto possibilita aumentar a eficiência energética de 8 a 10% e permite uma redução do consumo de combustível de 35%.

Visto que o parâmetro taxa de compressão afeta física e quimicamente o fenômeno da combustão, o controle da variação da taxa possibilita a implementação de novas tecnologias impossíveis de serem utilizadas em motores de combustão interna convencionais. Em um

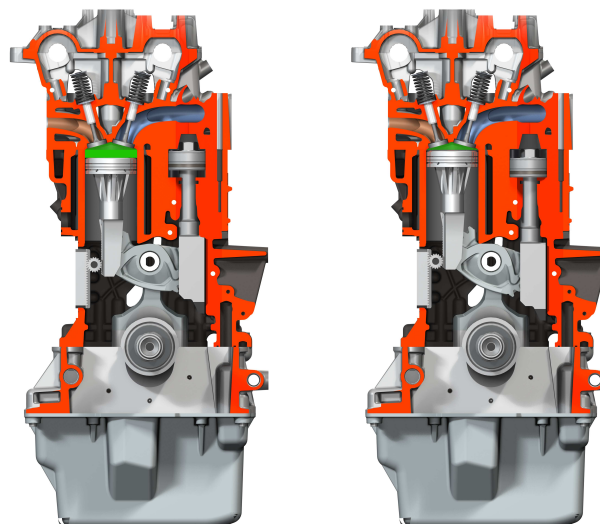


Figura 2.9: Vista lateral do mecanismo do motor MCE-5 (Rabhi et al., 2004).

curto prazo, o MCE permitirá a implementação do ciclo de alta eficiência de Atkinson. Isto garantirá uma combustão otimizada, mesmo com elevadas taxas EGR (reutilização dos gases de exaustão). Possibilita ainda a utilização de diferentes combustíveis, incluindo gás metano e bio-combustíveis, com a máxima eficiência possível.

O MCE-5 oferece um amplo controle, com a taxa de compressão variando continuamente de 7:1 a 18:1. Além disso, possibilita um controle individual da variação da taxa de compressão para cada cilindro do motor. Devido a isto, este motor é o primeiro a propor a flutuação da taxa de compressão, tecnologia VCR (Variable Compression Ratio - Taxa de Compressão Variável) “inteligente”, o que significa que ele se adapta constantemente às características físicas de cada cilindro.

Inicialmente projetado em 1997, a tecnologia MCE-5 passou por diversas etapas e processos de otimização de seus componentes, estes processos tiveram um custo estimado em 230 milhões de euros e envolveu quarenta e cinco empresas europeias. Em paralelo, estudos científicos foram realizados para analisar e testar os processos metalúrgicos pelos quais os componentes são produzidos, e objetivaram uma produção de alguns milhares de componentes por dia. A manufatura e processos de manutenção selecionados para os componentes do MCE-5 são os mesmos já utilizados na indústria automotiva (Rabhi et al., 2005).

Todas estas análises comprovam que o motor poderá ser produzido em volume comercial em um futuro próximo. Demonstra, também que em um cenário de crise o custo adicional de produção do conjunto motor e turbo-compressor é de 500 euros, aproximadamente o custo de um filtro de partícula para Diesel. Em comparação a um motor V6 à gasolina, o motor MCE-5 gera economia de aproximadamente 800 euros por veículo oferecendo mesmo nível de desempenho. Com este tipo de eficiência energética, o custo por kW de potência ou N/m de torque oferecido pelo motor MCE-5 é abaixo dos padrões atuais (Rabhi et al., 2005).

Devido à sua alta eficiência, este motor possibilitará que a variação da taxa de compressão se torne tecnologia padrão para motores automotivos, assim como as tecnologias de comando de válvulas variável, supercharging (injeção de uma massa de ar maior no cilindro devido a elevação de sua pressão) e injeção direta de combustível.

Benefícios e características do MCE-5:

- O motor mantém sua compatibilidade com todas as formas de câmaras de combustão e cabeçotes.
- A cinemática do pistão permanece a mesma em relação a um motor convencional com mesma razão biela/virabrequim.
- Atuadores hidráulicos possibilitam um preciso, amplo e contínuo controle da razão de compressão para cada cilindro do motor.
- Não existem peças ou mecanismos externos ao motor. O motor é fixo no veículo assim como conectado à caixa de transmissão, dutos e periféricos como em um motor convencional.

3 CURVA DE PRESSÃO

A pressão do gás de um motor varia com o ciclo de quatro tempos do ciclo Otto. Trabalho é realizado sobre esses gases pelo pistão durante a compressão e os gases produzem energia pelo processo de combustão. Estas transferências de energia combinadas com a variação de volume no cilindro provocam flutuações da pressão. Saber como varia esta pressão permite um melhor conhecimento (trabalho realizado em cada ciclo, emissões de poluentes, etc) de todo o processo que ocorre no cilindro e as interações entre os gases, o filme de óleo e o pistão.

Atualmente os valores encontrados para a curva de pressão são obtidos experimentalmente e não é possível simular ou observar as flutuações da pressão instantaneamente nas unidades de controle convencionais. Assim, modelagens simples para curvas de pressão são utilizadas para controle.

3.1 Modelagem por Fração de Massa Queimada

Esta modelagem tem o objetivo de reproduzir e prever alterações na pressão em cilindros em motores de combustão interna ciclo Otto utilizando princípios termodinâmicos. O modelo analisa separadamente as etapas do ciclo: admissão, compressão, combustão, expansão e exaustão. Um dos problemas encontrados na modelagem é a variação dos tempos de centelha, que não são precisos devido a variações na velocidade do motor. O momento exato de centelha e o fim da combustão são, também, desconhecidos. A centelha costuma ocorrer entre 5° e 25° antes do PMS (ponto morto superior) e a combustão dura aproximadamente de 60° a

80° (Kuo, 1996).

A pressão é modelada como uma função do ângulo do virabrequim. Os tempos de válvula e centelha, geometria do motor, velocidade do motor e pressão inicial são dados iniciais do modelo. As etapas são analisadas individualmente e discutidas a seguir na ordem de ocorrência.

3.2 Etapa de Admissão

O processo de admissão ocorre entre o fechamento da válvula de escape (EVC - Exhaust Valve Closing) e o início da compressão. A válvula de admissão abre antes do fechamento da válvula de escape. Então existe um período no qual ambas válvulas estão abertas. Durante este período o modelo utiliza uma curva-s para descrever a transição entre a pressão de exaustão e a pressão de admissão ou “inlet” (Kuo, 1996). O início da compressão determina o fim do processo de admissão, o que pode não ocorrer simultaneamente com o fechamento da válvula de admissão (IVC - Intake Valve Closing). A válvula de admissão se fecha depois do PMI (Ponto Morto Inferior), quando o volume do cilindro está diminuindo. A velocidade do motor determina o ponto no qual a mistura ar/combustível para de fluir para o cilindro. Em baixas velocidades, o início da compressão é próximo ao IVC; em altas, próximo ao PMI.

O volume do cilindro durante a admissão aumenta conforme o movimento descendente do pistão, admitindo a mistura ar/combustível. Existe uma pequena resistência na entrada do gás para dentro do cilindro, fazendo com que a pressão no cilindro permaneça relativamente constante e igual a pressão nos dutos de admissão.

3.3 Etapa de Compressão

Tanto a válvula de admissão quanto a de exaustão estão fechadas durante a compressão, assim não há variação da massa de gás presente no cilindro. O pistão estará movendo em sentido ao PMS. Portanto o volume está decrescendo, e a pressão aumenta conforme o gás é

comprimido. Por causa da alta velocidade do pistão, a duração da compressão é pequena e a perda de calor pelas paredes do cilindro pode ser desprezível. Pouca energia é perdida por atrito nas paredes do cilindro. No geral, há pouca perda por entropia durante a compressão e o comportamento do gás pode ser descrito semelhante a um processo politrópico.

O processo politrópico modela com precisão o processo de compressão. O IVC pode ser admitido como ponto de referência para as expressões. As equações abaixo descrevem a pressão no cilindro até o ponto de ignição. A modelagem da temperatura também se faz necessária para obtenção da segunda assíntota de pressão.

$$p_c(\theta) = p_{ivc} \left(\frac{V_{ivc}}{V(\theta)} \right)^{k_c} \quad (3.1)$$

$$T_c(\theta) = T_{ivc} \left(\frac{V_{ivc}}{V(\theta)} \right)^{k_c-1} \quad (3.2)$$

3.3.1 Determinação da Pressão Inicial

A pressão de admissão possibilita uma boa aproximação para a pressão inicial do processo de combustão. Então:

$$p_{ivc} = p_{im}(\theta_{ivc}) + c_1 + c_2 N \quad (3.3)$$

Na qual, os parâmetros c_1 e c_2 devem ser determinados para aumentar a flexibilidade do modelo, N é a velocidade de rotação do motor e $p_{im}(\theta_{ivc})$ é a pressão no cilindro no instante de fechamento da válvula de admissão. Para simplificação do modelo podemos admitir a pressão IVC como sendo a pressão nos dutos de admissão no momento de abertura da válvula de admissão.

3.3.2 Determinação e Simplificação da Temperatura Inicial

É mais difícil determinar a temperatura no início do processo de compressão do que a pressão visto que devemos considerar fenômenos de transferência de calor. Podemos simplificar o modelo para a temperatura inicial pela equação (Eriksson e Andersson, 2002):

$$T_{ivc} = \frac{m_{af} c_{p,af} T_{af} - m_r c_{p,r} T_r}{m_{af} c_{p,af} - m_r c_{p,r}} \quad (3.4)$$

$$T_{ivc} = T_{af}(1 - x_r) + x_r T_r \quad (3.5)$$

$$x_r = \frac{m_r}{m_r + m_f + m_a} \quad (3.6)$$

A transferência de calor para o fluido admitido pode também ser desconsiderado e sua temperatura passa a ser igual ao do duto de admissão. Ou seja (r se refere ao gás residual no cilindro, a ao ar e f ao combustível): $T_{af} = T_{im}$

3.4 Etapa de Combustão

A fração de massa queimada pode ser modelada pela função de Vibe (1970), sendo a constante politrópica aproximadamente igual a 1,25 durante a combustão (Klein e Eriksson, 2001), ou seja:

$$x_b = \frac{pV^n - p_0V_0^n}{p_fV_f^n - p_0V_0^n} \quad (3.7)$$

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (3.8)$$

Onde: x_b é a fração de massa queimada; p e V é a pressão e o volume respectivamente no instante a ser analisado; p_0 e V_0 é a pressão e o volume respectivamente no instante de início da etapa de combustão; p_f e V_f é a pressão e o volume respectivamente no instante de final da etapa de combustão; θ representa o ângulo do virabrequim no instante analisado; θ_0 representa o ângulo do virabrequim no instante na qual ocorre a centelha e $\Delta\theta$ é a duração da combustão em função da variação do ângulo do virabrequim.

Os fatores a e m na função de Vibe dependem da velocidade do motor, razão ar - combustível e taxa de compressão. Aqui é apresentada uma forma de cálculo das constantes baseando-se na duração da queima e nos fatores $\Delta\theta_d$ e $\Delta\theta_b$ que representam a variação angular para que 10% da fração mássica seja queima e, a variação angular para que 10-85% da fração esteja queimada respectivamente.

$$m = \frac{\ln \left(\frac{\ln(1-0,1)}{\ln(1-0,85)} \right)}{\ln(\Delta\theta_d) - \ln(\Delta\theta_d + \Delta\theta_b)} - 1 \quad (3.9)$$

$$a = -\ln(1 - 0,1) \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta\theta_d} \right) \quad (3.10)$$

As equações podem ser unificadas para obtermos uma equação da pressão no cilindro em termos do ângulo do virabrequim e das condições iniciais e finais da combustão. As condições finais podem ser representadas como funções das iniciais pelo fato do gás no cilindro se comportar de maneira quase ideal e a perda ou ganho de energia do sistema ser desprezível. Sabendo que o processo de combustão ocorre praticamente no PMS, o volume do cilindro na centelha é aproximadamente igual ao volume no final da combustão, e o trabalho realizado sob o pistão é praticamente nulo. A mudança de temperatura entre a centelha e o fim da combustão ocorre unicamente devido a queima do combustível.

De acordo com a lei dos gases ideais, a pressão do gás no final da combustão é uma função da constante dos gases (constante universal dos gases dividido pela massa molar do combustível), massa do gás, temperatura e volume. A massa total dos gases é calculada no IVC quando o cilindro está fechado utilizando a lei dos gases ideais. A temperatura no final da combustão é estimada utilizando a hipótese que quase toda energia química do combustível ocasiona a mudança da temperatura dos gases. Logo:

$$m_{total}c_v(T_f - T_{centelha}) = Cm_{combustivel}Q_{HV} \quad (3.11)$$

Onde: m_{total} é a massa total de gases no cilindro; T_f é a temperatura no instante final da combustão; $T_{centelha}$ é a temperatura no início da combustão; c_v é o calor específico a volume constante da mistura gasosa; $m_{combustivel}$ é a massa de combustível no cilindro; Q_{HV} é o poder calorífico inferior do combustível e C é o coeficiente de combustível não-queimado.

A temperatura na centelha é calculada aplicando a lei dos gases ideais para as condições finais de compressão. A constante C leva em conta que nem todo combustível foi queimado, e é aproximadamente igual a 0,95. O valor do calor é uma constante dependente do tipo de combustível utilizado - para gasolina esse valor é igual a $44MJ/kg$ (Heywood, 1988). A massa total é a soma da massa de ar com a massa de combustível e a massa de combustível é calculada pela razão ar/combustível.

3.5 Etapa de Expansão

O término da combustão ocorre um pouco depois do PMS, e determina o início da expansão. A pressão gerada pelos gases queimados movimenta o pistão para baixo e produz trabalho ao movimentar o virabrequim. Durante a expansão o calor transferido pelo cilindro é pequeno quando comparado ao trabalho realizado. A energia perdida por atrito é, também, mínima.

O processo de expansão também é modelado como um processo politrópico.

$$p_e(\theta) = p_3 \left(\frac{V_3}{V(\theta)} \right)^{k_e} \quad (3.12)$$

$$T_e(\theta) = T_3 \left(\frac{V_3}{V(\theta)} \right)^{k_e-1} \quad (3.13)$$

Os valores da pressão e temperatura no final da etapa de combustão poderão ser obtidos por meio do aumento da temperatura devido a combustão.

$$\Delta T_{comb} = \frac{m_f q_{hv} \eta_f(\lambda)}{c_v m_{tot}} \quad (3.14)$$

$$T_3 = T_2 + \Delta T_{comb} \quad (3.15)$$

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} \quad (3.16)$$

Na qual os valores de T_2 e p_2 podem ser obtidos pelo processo politrópico referente a compressão.

3.6 Etapas de Escape e Exaustão

A abertura da válvula de exaustão (EVO - Exhaust Valve Opening) ocorre antes do pistão atingir o PMI. Neste ponto, a pressão no cilindro é muito maior que no sistema e dutos de escape, esta alta pressão auxilia na saída dos gases queimados do cilindro – este processo no qual a alta pressão no cilindro causa a saída dos gases é chamado de blowdown. O fluxo dos gases pode ser descrito por um modelo de fluxo de gases por um orifício no qual a válvula atua como um restritor. Este modelo depende da velocidade do gás; quando a velocidade

de saída dos gases na abertura (throat) é igual a velocidade do som, o fluxo de gás pode ser considerado pela equação abaixo (Heywood, 1988):

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_D A_T p_0}{\sqrt{RT_0}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (3.17)$$

Na qual, \dot{m}_{real} é o fluxo de massa real; C_D é o coeficiente de descarga; A_T é área da seção transversal da válvula; p_0 é a pressão no cilindro; p_T é a pressão na válvula; R é a constante dos gases; T_0 é a temperatura no cilindro e γ é a razão de calor específico dos gases existentes.

E o fluxo subsônico é descrito por:

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_D A_T p_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_\gamma}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_\gamma}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\} \quad (3.18)$$

O coeficiente de descarga é experimentalmente determinado e constante, é aproximadamente igual a 0,7. A pressão na válvula é igual a dos gases no sistema de exaustão, as condições neste ponto podem ser relacionadas pela lei dos gases ideais e pelo modelo de processo isentrópico dos gases: $p_0 V = m R T_0$

$$\frac{T_0}{\left(\frac{p_0}{p_\gamma} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = constante \quad (3.19)$$

Estes modelos são validados pois a variação de entropia é desprezível no sistema e nos gases e portanto não se afastam do comportamento ideal. A equação resultante é a equação diferencial no qual a vazão de massa é dependente da massa de gases no cilindro. O valor de m é obtido computacionalmente pelo método de Runge-Kutta e, então, utilizado para encontrar a pressão dos gases.

O fluxo dos gases é dependente da área da válvula de escape. Essa área altera de acordo se a válvula é aberta ou fechada, atinge um máximo se estabiliza por um determinado período e diminui novamente com o fechamento da válvula. A área máxima é determinada pelo formato do sistema de exaustão. A pressão no cilindro diminui para uma pressão equivalente ao do sistema de exaustão enquanto este se mantém aberto. A válvula de exaustão se fecha após o início de um novo ciclo.

A pressão no sistema de exaustão é dependente da velocidade do motor. Existem várias barreiras no sistema de exaustão como o catalisador e filtros que aumentam a resistência ao

fluxo de gases queimados e fazem com que a pressão aumente com o quadrado da velocidade dos gases. A velocidade dos gases é, também, proporcional a velocidade do motor. Geralmente a pressão no sistema de exaustão é entre 1 e 1,5 atm (Kuo, 1996).

4 CÁLCULO DE FORÇAS DINÂMICAS PARA O MOTOR SVC SAAB

4.1 Introdução

Este capítulo apresenta o modelo para o cálculo dos esforços dinâmicos em um sistema pistão-biela-manivela para o motor SVC Saab. Os elementos desse sistema são ligados através de pinos; parte-se do pressuposto que o mecanismo sofre ação de forças de gases devido à combustão. A formulação é baseada na Dinâmica de Múltiplos Corpos Rígidos e utiliza as equações de Newton-Euler demonstrada em Santos (2001).

4.2 Modelagem Cinemática

A Figura 4.1 evidencia detalhes do mecanismo do motor. Três sistemas de coordenadas, apresentados na Figura 4.2, são utilizados para a modelagem cinemática (Gerardin, 2005) do mecanismo proposto para o motor SVC Saab, sendo um inercial e dois móveis, solidários aos movimentos da manivela e biela, respectivamente são eles:

- I - Define o sistema de coordenada inercial, com eixos X , Y e Z com origem no ponto O .
- B_1 - Define o sistema de coordenada móvel solidário à manivela, com eixos X_1 , Y_1 e Z_1

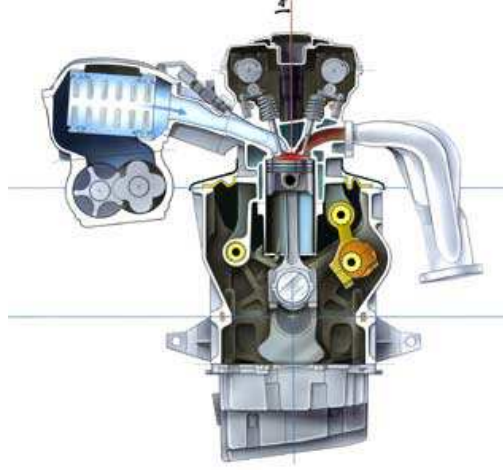


Figura 4.1: Detalhes do mecanismo do motor (Nilsson, 2006).

com origem no ponto O. O movimento de translação desse sistema pode ser definido de acordo com os vetores ${}_{B_1}dm = \{ x_m \ y_m \ 0 \}^T$, ${}_{B_1}\dot{dm} = \{ \dot{x}_m \ \dot{y}_m \ 0 \}^T$ e ${}_{B_1}\ddot{dm} = \{ \ddot{x}_m \ \ddot{y}_m \ 0 \}^T$, sendo x_m e y_m as distância entre a origem do sistema de coordenadas e olhal maior da biela. O movimento de rotação desse sistema pode ser definido de acordo com sua velocidade angular constante e igual a ${}_{B_1}\omega_1 = \{ 0 \ 0 \ -\dot{\theta} \}^T$, o sinal negativo no termo ocorre devido ao fato do ângulo θ aumentar no sentido horário (sentido de rotação do motor), o sinal se adequa ao sentido do eixo Z_1 .

- B_2 - Define o sistema de coordenada móvel solidário à biela, com eixos X_2 , Y_2 e Z_2 com origem no ponto B. O movimento de translação desse sistema pode ser definido de acordo com os vetores ${}_{B_2}db = \{ x_b \ y_b \ 0 \}^T$, ${}_{B_2}\dot{db} = \{ \dot{x}_b \ \dot{y}_b \ 0 \}^T$ e ${}_{B_2}\ddot{db} = \{ \ddot{x}_b \ \ddot{y}_b \ 0 \}^T$, sendo x_b e y_b as distância entre a origem do sistema de coordenadas e olhal maior da biela. O movimento de rotação desse sistema pode ser definido de acordo com sua velocidade angular ${}_{B_2}\omega_2 = \{ 0 \ 0 \ \dot{\gamma} \}^T$ e aceleração angular ${}_{B_2}\dot{\omega}_2 = \{ 0 \ 0 \ \ddot{\gamma} \}^T$, no qual o ângulo $\gamma = (\beta + v)$.

Podemos demonstrar a relação entre os ângulos θ (ângulo acionado) e β (ângulo movido) por meio de uma análise trigonométrica do mecanismo utilizado:

$$\varphi = \beta + \beta_v \quad (4.1)$$

$$r \sin(\theta + v - \beta_v) = L \sin(\varphi) \quad (4.2)$$

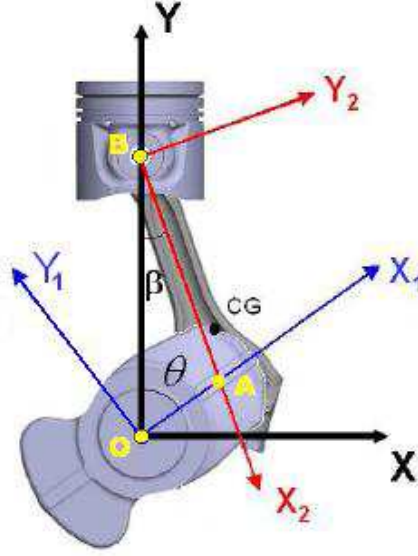


Figura 4.2: Sistemas de coordenadas utilizado (Villalva, 2007).

Em relação ao sistema B_2 , o ângulo β_v , Figura 4.3, é adicionado a modelagem para relacionar a inclinação do eixo de movimento do pistão e v é o ângulo de inclinação do cabeçote em relação a horizontal. O valor de β_v pode ser obtido a partir da equação (4.3), para isso necessitamos dos parâmetros dimensionais do motor assim como a inclinação do cabeçote para qual deseja-se fazer a modelagem. A inclinação do cabeçote ocorre para aumentar o volume da câmara de combustão e conseqüentemente a taxa de compressão (Nilsson, 2001).

$$\beta_v = \arctan \left(\frac{x'}{\sqrt{L^2 + r^2}} \right) = \arctan \left(\frac{-x + x \cos(v) + \tan(v)(y + x \sin(v))}{\sqrt{L^2 + r^2}} \right) \quad (4.3)$$

sendo $x' = -x + x \cos(v) + \tan(v)(y + x \sin(v))$, x a distância no eixo X entre o virabrequim o eixo de inclinação do cabeçote e y , distância Y entre o virabrequim o eixo de inclinação do cabeçote.

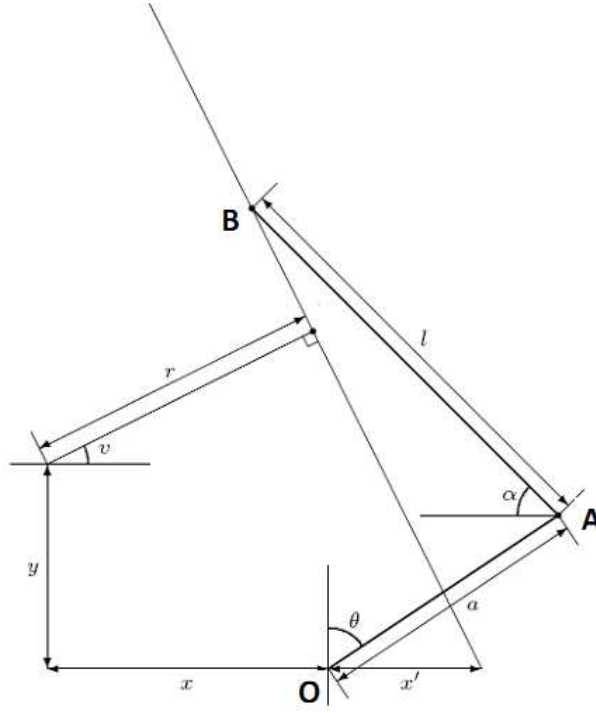


Figura 4.3: Modelo do motor SVC (Nilsson, 2001).

4.2.1 Matriz de Transformação de Coordenadas

Para expressar as grandezas dos sistemas móveis com o inercial e vice-versa precisamos de matrizes que relacionem os sistemas, ou seja, a matriz de transformação de coordenadas. A matriz que relaciona o sistema inercial I com o sistema solidário à manivela B_1 é dada por:

$$T_\theta = \begin{bmatrix} \sin(\theta) & -\cos(\theta) & 0 \\ \cos(\theta) & \sin(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

$${}_I \bar{s} = [T_\theta]_{B_1} \bar{s}$$

E a matriz que relaciona o sistema inercial I com o sistema solidário à biela B_2 é:

$$T_\beta = \begin{bmatrix} \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ -\cos(\gamma) & \sin(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

$${}_I\bar{s} = [T_\gamma]_{B_2}\bar{s}$$

4.2.2 Velocidades e Acelerações

Além das velocidades angulares conhecidas de B_1 e B_2 , podemos encontrar a velocidade no ponto A, ou seja, no centro do olhal maior da biela. Para isto podemos utilizar a equação (4.6) para velocidade relativa, considerando o sistema de coordenada inercial. Se utilizarmos a matriz de transformação podemos obter a equação para o sistema de coordenada solidário a manivela B_1 , equação (4.7).

$${}_I\vec{v}_A = {}_I\vec{v}_O + {}_I\vec{\omega}_1 \times \vec{r}_{OA} + {}_I\vec{v}_{rel} \quad (4.6)$$

$${}_I\vec{v}_A = {}_I\vec{v}_O + {}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1}\vec{r}_{OA} + [T_\theta] \frac{d}{dt} ({}_{B_1}\vec{r}_{OA}) \quad (4.7)$$

Sendo a velocidade do ponto O nula, visto que esta se refere ao mancal fixo, e ${}_{B_1}\vec{r}_{OA} = \{ r \ 0 \ 0 \}^T$.

Como ${}_{B_1}\vec{r}_{OA}$ é constante, o último termo da equação (4.7) também é nulo. Assim, podemos simplificar a equação e obtermos a velocidade no ponto A para o sistema de coordenada inercial, ou seja,

$${}_I\vec{v}_A = {}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1}\vec{r}_{OA} = \begin{bmatrix} \dot{\theta}r \cos(\theta) \\ -\dot{\theta}r \sin(\theta) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

Analogamente, podemos utilizar a equação (4.6) para o sistema de coordenadas B_2 :

$${}_I\vec{v}_A = {}_I\vec{v}_B + {}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\gamma]_{B_2}\vec{r}_{BA} + [T_\gamma] \frac{d}{dt} ({}_{B_2}\vec{r}_{BA}) \quad (4.9)$$

A velocidade no ponto A pode ser determinada sabendo que ${}_I\vec{v}_B = \begin{bmatrix} v_B \sin(v) & -v_B \cos(v) & 0 \end{bmatrix}^T$ e ${}_{B_2}\vec{r}_{BA} = \begin{bmatrix} L & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$. Assim,

$${}_I\vec{v}_A = {}_I\vec{v}_B + {}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\gamma]_{B_2}\vec{r}_{BA} = \begin{bmatrix} \dot{\gamma}L \cos(\gamma) + v_B \sin(v) \\ \dot{\gamma}L \sin(\gamma) - v_B \cos(v) \\ 0 \end{bmatrix}$$

Igualando as velocidades para o ponto A obtidas acima, têm-se

$${}_I\vec{v}_A = \begin{bmatrix} \dot{\theta}r \cos(\theta) \\ -\dot{\theta}r \sin(\theta) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\gamma}L \cos(\gamma) + v_B \sin(v) \\ \dot{\gamma}L \sin(\gamma) - v_B \cos(v) \\ 0 \end{bmatrix}$$

A partir daí, obtemos

$$\dot{\gamma} = \frac{\dot{\theta}r}{L} \left(\frac{\cos(\theta + v)}{\cos(\gamma - v)} \right) \quad (4.10)$$

$$v_B = \frac{\dot{\theta}r}{\cos(v)} \left[\sin(\theta) + \sin(\gamma) \left(\frac{\cos(\theta + v)}{\cos(\gamma - v)} \right) \right] \quad (4.11)$$

Além das acelerações angulares conhecidas de B_1 e B_2 , podemos encontrar a aceleração no ponto A, ou seja, no centro do olhal maior da biela. Para isto podemos utilizar a equação (4.12) para aceleração relativa, considerando o sistema de coordenada inercial. Se utilizarmos a matriz de transformação podemos obter a equação para o sistema de coordenada solidário a manivela B_1 .

$$\begin{aligned} {}_I\vec{a}_A = {}_I\vec{a}_O + {}_I\vec{\omega}_1 \times {}_I\vec{r}_{OA} + {}_I\vec{\omega}_1 \times ({}_I\vec{\omega}_1 \times {}_I\vec{r}_{OA}) + \\ + 2{}_I\vec{\omega}_1 \times {}_I\vec{v}_{rel} + {}_I\vec{a}_{rel} \end{aligned} \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned} {}_I\vec{a}_A = {}_I\vec{a}_O + {}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1}\vec{r}_{OA} + {}_I\vec{\omega}_1 \times ({}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1}\vec{r}_{OA}) + \\ + 2{}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta] \frac{d}{dt} ({}_{B_1}\vec{r}_{OA}) + [T_\theta] \frac{d^2}{dt^2} ({}_{B_1}\vec{r}_{OA}) \end{aligned} \quad (4.13)$$

Como estamos tratando os elementos biela e manivela como corpos rígidos, os últimos termos da equação acima são nulos, assim como o termo ${}_I\vec{a}_O$. Com relação ao termo ${}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1}\vec{r}_{OA}$, sabemos que ${}_I\vec{\omega}_1$ é constante e igual a $\begin{Bmatrix} 0 & 0 & -\dot{\theta} \end{Bmatrix}^T$. Portanto, a sua derivada (${}_I\dot{\vec{\omega}}_1$) é nula e todo o termo pode ser desconsiderado. Assim, a aceleração no ponto A pode ser calculada como

$${}_I\vec{a}_A = {}_I\vec{\omega}_1 \times ({}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1}\vec{r}_{OA}) = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}^2 r \sin(\theta) \\ -\dot{\theta}^2 r \cos(\theta) \\ 0 \end{bmatrix}$$

Analogamente à velocidade no ponto A, podemos escrever na base B_2 .

$${}_I\vec{a}_A = {}_I\vec{a}_B + {}_I\dot{\vec{\omega}}_2 \times [T_\gamma]_{B_2}\vec{r}_{BA} + {}_I\vec{\omega}_2 \times ({}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\gamma]_{B_2}\vec{r}_{BA}) +$$

$$+2_I\vec{\omega}_2 \times [T_\gamma] \frac{d}{dt} ({}_{B_2}\vec{r}_{BA}) + [T_\gamma] \frac{d^2}{dt^2} ({}_{B_2}\vec{r}_{BA}) \quad (4.14)$$

Simplificando a equação acima e adicionando termos não nulos, obtemos:

$${}_I\vec{a}_A = {}_I\vec{a}_B + {}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\gamma] {}_{B_2}\vec{r}_{BA} + {}_I\vec{\omega}_2 \times ({}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\gamma] {}_{B_2}\vec{r}_{BA}) \quad (4.15)$$

$${}_I\vec{a}_A = \begin{bmatrix} a_B \sin(v) \\ -a_B \cos(v) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \ddot{\gamma} L \cos(\gamma) \\ \ddot{\gamma} L \sin(\gamma) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\dot{\gamma}^2 L \sin(\gamma) \\ \dot{\gamma}^2 L \cos(\gamma) \\ 0 \end{bmatrix}$$

Igualando as acelerações para o ponto A obtidas acima:

$${}_I\vec{a}_A = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}^2 r \sin(\theta) \\ -\dot{\theta}^2 r \cos(\theta) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{\gamma} L \cos(\gamma) - \dot{\gamma}^2 L \sin(\gamma) + a_B \sin(v) \\ \ddot{\gamma} L \sin(\gamma) + \dot{\gamma}^2 L \cos(\gamma) - a_B \cos(v) \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\ddot{\gamma} = \dot{\gamma}^2 \tan(\gamma - v) - \dot{\theta}^2 \frac{r}{L} \left(\frac{\sin(\theta + v)}{\cos(\gamma - v)} \right) \quad (4.16)$$

$$a_B = \frac{\dot{\gamma}^2 L}{\cos(\gamma - v)} + \frac{\dot{\theta}^2 r}{\cos(v)} \left(\cos(\theta) - \sin(\gamma) \left(\frac{\sin(\theta + v)}{\cos(\gamma - v)} \right) \right) \quad (4.17)$$

Além dessa, podemos encontrar a aceleração no centro de massa da biela, a equação pode ser escrita na base B_2 :

$${}_I\vec{a}_{cg} = {}_I\vec{a}_B + {}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\gamma] {}_{B_2}\vec{r}_2 + {}_I\vec{\omega}_2 \times ({}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\gamma] {}_{B_2}\vec{r}_2) + 2{}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\gamma] \frac{d}{dt} ({}_{B_2}\vec{r}_2) + [T_\gamma] \frac{d^2}{dt^2} ({}_{B_2}\vec{r}_2)$$

Sendo ${}_{B_2}\vec{r}_2 = \begin{Bmatrix} L - L_{cg} & 0 & 0 \end{Bmatrix}^T$, o vetor posição do centro de massa da biela na base B_2 .

$${}_I\vec{a}_{cg} = \begin{bmatrix} \ddot{\gamma}(L - L_{cg}) \cos(\gamma) - \dot{\gamma}^2(L - L_{cg}) \sin(\gamma) + a_B \sin(v) \\ \ddot{\gamma}(L - L_{cg}) \sin(\gamma) + \dot{\gamma}^2(L - L_{cg}) \cos(\gamma) - a_B \cos(v) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

4.3 Modelagem da Função Volume do Cilindro

Para analisarmos posteriormente a variação da Curva de Pressão é desejável conhecer a relação entre a função volume no cilindro, assim como o volume da câmara de combustão,

o ângulo da manivela (θ), a taxa de compressão e o parâmetro v (inclinação do cabeçote). Além disso, deseja-se estabelecer uma equação que relacione a taxa de compressão com o parâmetro v .

O volume do cilindro é função das variáveis θ e v , consiste na soma do volume da câmara de combustão com o volume deslocado pelo pistão durante seu movimento, ou seja

$$V(\theta, v) = V_c(v) + \frac{\pi d^2}{4}(P^o(\theta_{PMS}(v), v) - P^o(\theta, v)) \quad (4.19)$$

sendo V_c o volume da câmara de combustão, P^o a distância entre o pistão e a origem do sistema de coordenadas e θ_{PMS} , o ângulo da manivela quando o pistão está no ponto morto superior. A posição do pistão no sistema de coordenadas inercial é

$$P^o(\theta, v) = \frac{1}{\cos(v)} (r \cos(v) + L \sin(\alpha) - y + x \sin(v)) \quad (4.20)$$

onde

$$\alpha = \arccos \left(\frac{r}{L} \sin(v + \theta) - \frac{x'}{L} \cos(v) \right) - v \quad (4.21)$$

O volume da câmara de combustão depende de v . Conforme v aumenta o volume da câmara de combustão também aumenta e a taxa de compressão diminui. Assim, o volume mínimo da câmara ocorre quando v é nulo.

$$V_c(v) = V_c(0) + \frac{\pi d^2}{4}(P^o(\theta_{PMS}(0), 0) - P^o(\theta_{PMS}(v), v)) \quad (4.22)$$

Quando o motor está em sua posição inicial, $v = 0$, a taxa de compressão tem um valor específico. Isto será utilizado como um parâmetro intrínseco do motor. Utilizando a definição de taxa de compressão

$$rc = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

$$V_c(0) = \frac{\pi d^2}{4(rc(0) - 1)}(P^o(\theta_{PSM}(0), 0) - P^o(\theta_{PMI}(0), 0)) \quad (4.23)$$

sendo θ_{PMI} , o ângulo da manivela quando o pistão está no ponto morto inferior. A definição também é útil quando utilizada para determinação de taxas de compressão em função do parâmetro v , ou seja

$$rc(v) = 1 + \frac{\pi d^2}{4V_c}(P^o(\theta_{PMS}(v), v) - P^o(\theta_{PMI}(v), v)) \quad (4.24)$$

As posições dos pontos morto superior e inferior variam com a inclinação do cabeçote e,

normalmente, não coincidem com os ângulos 0° e 180° da manivela respectivamente. Nilsson (2001) apresenta uma modelagem para estes ângulos. Assim:

$$\theta_{PMS} = \arcsin \left(\frac{x'}{r+L} \cos(v) \right) - v \quad (4.25)$$

$$\theta_{PMI} = \pi + \arcsin \left(\frac{x'}{r+L} \cos(v) \right) - v \quad (4.26)$$

4.4 Modelagem Dinâmica

Aplica-se o método de Newton-Euler para determinar as reações dinâmicas nos pinos de ligação colocados os elemento do modelo. Na modelagem apresentada, a biela e a manivela são tratados como corpos rígidos, enquanto o pistão é modelado como partícula.

4.4.1 Manivela

O diagrama de corpo livre da manivela é demonstrado na Figura 4.4.

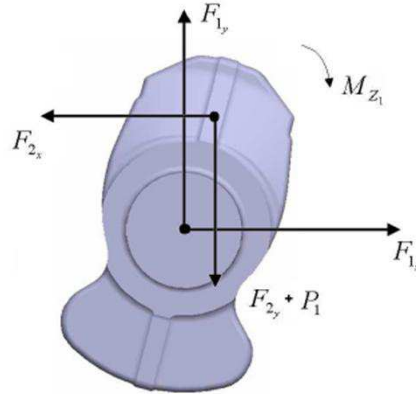


Figura 4.4: Diagrama de corpo livre da manivela.

Como demonstrado no diagrama de corpo livre, Figura 4.4, podemos aplicar a segunda lei de Newton na base inercial, como

$${}_I\vec{P}_1 + {}_I\vec{F}_1 - {}_I\vec{F}_2 = m_1{}_I\vec{a}_1 \quad (4.27)$$

Sendo ${}_I\vec{P}_1 = \begin{bmatrix} 0 & -m_1g & 0 \end{bmatrix}^T$ o peso próprio do elemento, ${}_I\vec{F}_2 = \begin{bmatrix} F_{2x} & F_{2y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a

força de reação no olhal maior, ${}_I\vec{F}_1 = \begin{bmatrix} F_{1x} & F_{1y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de reação no mancal central e ${}_I\vec{a}_1$ o vetor aceleração no centro de massa da manivela. Podemos considerar a massa da manivela como concentrada no ponto A, assim ${}_I\vec{a}_1 = {}_I\vec{a}_A$. Portanto

$$\begin{bmatrix} 0 \\ -m_1g \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ 0 \end{bmatrix} = m_1 \begin{bmatrix} -\dot{\theta}^2 r \sin(\theta) \\ -\dot{\theta}^2 r \cos(\theta) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

Aplicando a equação de Euler para o somatório de momentos em relação ao centro de massa no sistema de coordenadas B_1 , vem que

$$\sum_{i=1}^n {}_{B_1}\vec{M}_O = {}_{B_1}I_O \frac{d}{dt} ({}_{B_1}\vec{\omega}_1) + {}_{B_1}\vec{\omega}_1 \times ({}_{B_1}I_{OB_1}\vec{\omega}_1) + m_1 {}_{B_1}\vec{\rho}_O \times {}_{B_1}\vec{a}_O \quad (4.29)$$

A equação de Euler pode ser reduzida para:

$${}_{B_1}\vec{r}_{OA} \times [T_\theta]^T {}_I\vec{F}_2 + {}_{B_1}\vec{T} = 0 \quad (4.30)$$

Sendo ${}_{B_1}\vec{T} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -M_{z1} \end{bmatrix}^T$ o torque na manivela. Para o caso de uma manivela circular, o centro de massa coincide com o ponto O e ${}_{B_1}\vec{\rho}_O = 0$. Além disso, como ${}_{B_1}\vec{\omega}_1$ é constante, o lado direito da expressão anterior é nulo. Podemos, então, obter a equação de equilíbrio para a manivela,

$$\begin{bmatrix} r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times \left(\begin{bmatrix} \sin(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ -\cos(\theta) & \sin(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -F_{2x} \\ -F_{2y} \\ 0 \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -M_{z1} \end{bmatrix} = 0$$

$$r (F_{2x} \cos(\theta) - F_{2y} \sin(\theta)) - M_{z1} = 0 \quad (4.31)$$

4.4.2 Biela

A modelagem é idêntica à aplicada para a manivela. Assim a equação de Newton na base inercial é

$${}_I\vec{P}_2 + {}_I\vec{F}_2 - {}_I\vec{F}_3 = m_2 {}_I\vec{a}_{cg} \quad (4.32)$$

Sendo ${}_I\vec{P}_2 = \begin{bmatrix} 0 & -m_2g & 0 \end{bmatrix}^T$ o peso próprio do elemento, ${}_I\vec{F}_2 = \begin{bmatrix} F_{2x} & F_{2y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de reação no olhal maior, ${}_I\vec{F}_3 = \begin{bmatrix} F_{3x} & F_{3y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de reação no olhal menor e ${}_I\vec{a}_{cg}$ o vetor aceleração no centro de massa da biela. Logo,

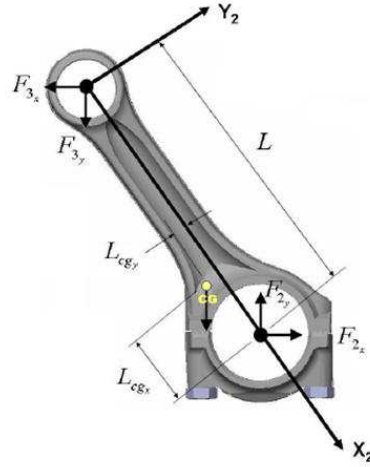


Figura 4.5: Diagrama de corpo livre da biela.

$$\begin{bmatrix} 0 \\ -m_2 g \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{3x} \\ F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix} = m_2 \begin{bmatrix} \ddot{\gamma}(L - L_{cg}) \cos(\gamma) - \dot{\gamma}^2(L - L_{cg}) \sin(\gamma) + a_B \sin(v) \\ \ddot{\gamma}(L - L_{cg}) \sin(\gamma) + \dot{\gamma}^2(L - L_{cg}) \cos(\gamma) - a_B \cos(v) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

Aplicando a equação de Euler para o somatório de momentos em relação ao centro de massa da biela no sistema de coordenadas B_2 , têm-se

$$\sum_{i=1}^n {}_{B_2} \vec{M}_{CM2} = {}_{B_2} I_{CM2} \frac{d}{dt} ({}_{B_2} \vec{\omega}_2) + {}_{B_2} \vec{\omega}_2 \times ({}_{B_2} I_{CM2} {}_{B_2} \vec{\omega}_2) + m_2 {}_{B_2} \vec{\rho}_{CM2} \times {}_{B_2} \vec{a}_{CM2} \quad (4.34)$$

Sendo ${}_{B_2} I_{CM2}$ o tensor de inércia do corpo e ${}_{B_2} \vec{\rho}_{CM2} = 0$. Assumindo que a biela é um corpo simétrico, o tensor de inércia ${}_{B_2} I_{CM2}$ é constante e diagonal, ou seja:

$${}_{B_2} I_{CM2} = \begin{bmatrix} I_{xx2} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy2} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz2} \end{bmatrix}$$

A equação de Euler, então, se reduz a

$${}_{B_2} \vec{r}_{CM2a} \times [T_\gamma]^T {}_I \vec{F}_2 + {}_{B_2} \vec{r}_{CM2b} \times [T_\gamma]^T {}_I \vec{F}_3 = {}_{B_2} I_{CM2} \dot{{}_{B_2} \vec{\omega}_2} \quad (4.35)$$

Sendo ${}_{B_2}\vec{r}_{CM2a} = \begin{bmatrix} L_{cg} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$ e ${}_{B_2}\vec{r}_{CM2b} = \begin{bmatrix} -(L - L_{cg}) & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$. Podemos obter a equação de equilíbrio,

$$L_{cg} (F_{2x} \cos(\gamma) + F_{2y} \sin(\gamma)) + (L - L_{cg}) (F_{3x} \cos(\gamma) + F_{3y} \sin(\gamma)) = I_{zz2} \ddot{\gamma} \quad (4.36)$$

4.4.3 Pistão

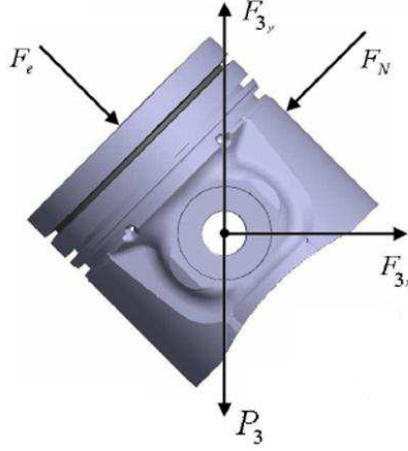


Figura 4.6: Diagrama de corpo livre do pistão.

A Figura 4.6 ilustra o diagrama de corpo livre utilizado para modelagem do pistão no motor SVC. Aplicando-se a segunda lei de Newton na base inercial, obtém-se

$${}_I\vec{P}_3 + {}_I\vec{F}_3 + {}_I\vec{F}_e + {}_I\vec{F}_N = m_3 {}_I\vec{a}_3 \quad (4.37)$$

Sendo ${}_I\vec{P}_3 = \begin{bmatrix} 0 & -m_3 g & 0 \end{bmatrix}^T$ o peso do pistão, ${}_I\vec{F}_3 = \begin{bmatrix} F_{3x} & F_{3y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de reação no olhal menor, ${}_I\vec{F}_e = \begin{bmatrix} F_e \sin(v) & -F_e \cos(v) & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de explosão, ${}_I\vec{F}_N = \begin{bmatrix} -F_N \cos(v) & -F_N \sin(v) & 0 \end{bmatrix}^T$ a força normal de contato entre o pistão e o cilindro e ${}_I\vec{a}_3 = \begin{bmatrix} a_B \sin(v) & -a_B \cos(v) & 0 \end{bmatrix}^T$ a aceleração do pistão. Substituindo esses vetores, obtemos:

$$\begin{bmatrix} 0 \\ -m_3 g \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{3x} \\ F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_e \sin(v) \\ -F_e \cos(v) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -F_N \cos(v) \\ -F_N \sin(v) \\ 0 \end{bmatrix} = m_3 \begin{bmatrix} a_B \sin(v) \\ -a_B \cos(v) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

A força de combustão é dada pela expressão $F_e = \frac{\pi d^2}{4} p$, p é a pressão na câmara de combustão e d o diâmetro do cilindro.

As resultantes da reação nos mancais e pinos de ligação podem ser obtidas (utilizando métodos para resolução de sistemas lineares para facilitar o cálculo) pelas equações (4.28), (4.31), (4.33), (4.36) e (4.38), para uma determinada pressão na câmara de combustão. Podemos utilizar métodos para resolução de sistemas lineares para facilitar o cálculo.

5 CÁLCULO DE FORÇAS DINÂMICAS PARA O MOTOR MCE-5

5.1 Introdução

Este capítulo apresenta o modelo para o cálculo dos esforços dinâmicos em um sistema pistão-biela-manivela para o motor MCE-5. Os elementos desse sistema são ligados através de pinos; parte-se do pressuposto que o mecanismo sofre ao de forças de gases devido combustão. A formulação baseada na Dinâmica de Múltiplos Corpos Rígidos e utiliza as equações de Newton-Euler demonstrada por Santos (2001).

5.2 Modelagem Cinemática

A Figura 5.1 evidencia detalhes do mecanismo do motor e pode ser analisada em conjunto com a Figura 2.8 para entendermos melhor o funcionamento do mecanismo baseado na engrenagem.

Quatro sistemas de coordenadas são utilizados para a modelagem cinemática do mecanismo proposto para o motor MCE-5, sendo um inercial e três móveis, solidários aos movimentos da manivela, biela e engrenagem, respectivamente são eles:

- I - Define o sistema de coordenada inercial, com eixos X, Y e Z com origem no ponto

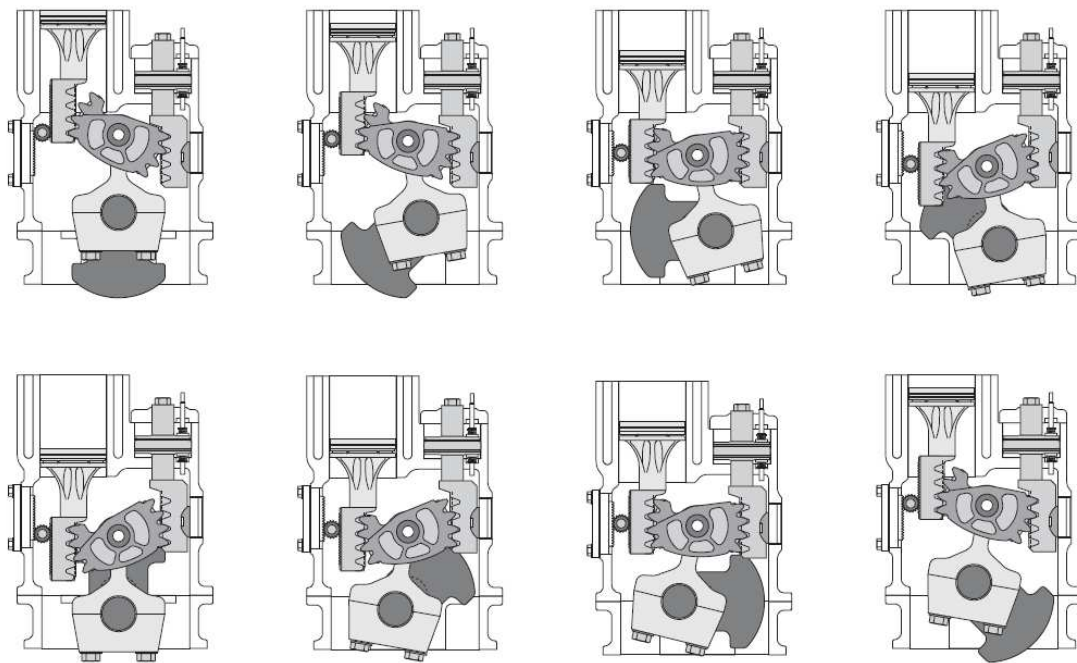


Figura 5.1: Detalhes do mecanismo do motor (Nilsson, 2006).

O.

- B_1 - Define o sistema de coordenada móvel solidário manivela, com eixos X_1 , Y_1 e Z_1 com origem no ponto O. O movimento de translação desse sistema pode ser definido de acordo com os vetores ${}_{B_1}dm = \{ x_m \ y_m \ 0 \}^T$, ${}_{B_1}\dot{dm} = \{ \dot{x}_m \ \dot{y}_m \ 0 \}^T$ e ${}_{B_1}\ddot{dm} = \{ \ddot{x}_m \ \ddot{y}_m \ 0 \}^T$, sendo x_m e y_m as distância entre a origem do sistema de coordenadas e olhal maior da biela. O movimento de rotação desse sistema pode ser definido de acordo com sua velocidade angular constante e igual a ${}_{B_1}\omega_1 = \{ 0 \ 0 \ -\dot{\theta} \}^T$, o sinal negativo no termo ocorre devido ao fato do ângulo θ aumentar no sentido horário (sentido de rotação do motor), o sinal se adequa ao sentido do eixo Z_1 .
- B_2 - Define o sistema de coordenada móvel solidário biela, com eixos X_2 , Y_2 e Z_2 com origem no ponto B. O movimento de translação desse sistema pode ser definido de acordo com os vetores ${}_{B_2}db = \{ x_b \ y_b \ 0 \}^T$, ${}_{B_2}\dot{db} = \{ \dot{x}_b \ \dot{y}_b \ 0 \}^T$ e ${}_{B_2}\ddot{db} = \{ \ddot{x}_b \ \ddot{y}_b \ 0 \}^T$, sendo x_b e y_b as distância entre a origem do sistema de coordenadas e olhal maior da biela. O movimento de rotação desse sistema pode ser definido de

acordo com sua velocidade angular ${}_{B_2}\omega_2 = \{ 0 \ 0 \ \dot{\beta} \}^T$ e aceleração angular ${}_{B_2}\dot{\omega}_2 = \{ 0 \ 0 \ \ddot{\beta} \}^T$.

- B_3 - Define o sistema de coordenada móvel solidário biela, com eixos X_3 , Y_3 e Z_3 com origem no ponto B. O movimento de translação desse sistema pode ser definido de acordo com os vetores ${}_{B_3}de = \{ x_e \ y_e \ 0 \}^T$, ${}_{B_3}\dot{de} = \{ \dot{x}_e \ \dot{y}_e \ 0 \}^T$ e ${}_{B_3}\ddot{de} = \{ \ddot{x}_e \ \ddot{y}_e \ 0 \}^T$, sendo x_e e y_e as distância entre a origem do sistema de coordenadas e o dente da engrenagem. O movimento de rotação desse sistema pode ser definido de acordo com sua velocidade angular ${}_{B_3}\omega_3 = \{ 0 \ 0 \ -\dot{\gamma} \}^T$ e aceleração angular ${}_{B_3}\dot{\omega}_3 = \{ 0 \ 0 \ -\ddot{\gamma} \}^T$ sinal negativo no termo ocorre devido ao fato do ângulo γ aumentar no sentido horário (sentido de rotação do motor), o sinal se adequa ao sentido do eixo Z^3 .

A Figura 5.2 evidencia os quatro sistema de coordenadas utilizados na modelagem cinemática e dinâmica do motor MCE-5.

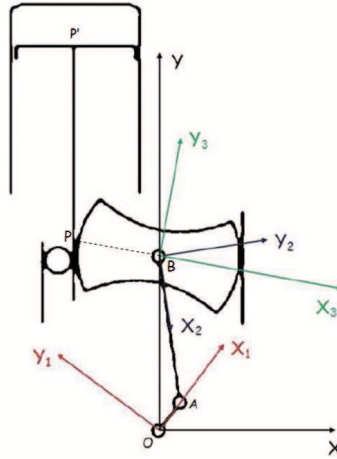


Figura 5.2: Sistemas de coordenadas utilizado.

Podemos demonstrar que existe uma relação entre os ângulos θ (ângulo acionado) e β (ângulo movido) por meio de uma análise trigonométrica do mecanismo utilizado.

$$r \sin(\theta) = L \sin(\beta)$$

Logo, $\beta = \arcsin(\lambda \sin(\theta))$

O ângulo γ representa o ângulo entre a engrenagem e o eixo horizontal. Este ângulo depende da taxa de compressão no momento, visto que a variação da taxa de compressão ocorre devido a ação de um atuador na engrenagem. Além disso o ângulo γ depende da posição da engrenagem no instante a ser analisado. Esta relação pode ser melhor interpretada com auxílio da Figura 5.3. Assim:

$$\gamma = \eta + \varphi \quad (5.1)$$

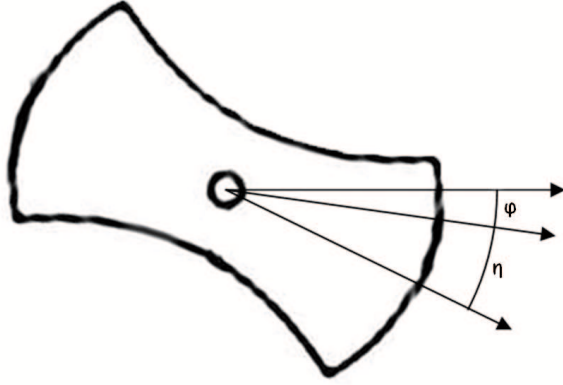


Figura 5.3: Ângulos utilizados na modelagem da engrenagem.

O ângulo η representa o ângulo entre a engrenagem e o eixo de atuação da engrenagem. Podemos encontrar uma relação entre este ângulo e o ângulo que aciona o mecanismo (θ) admitindo a engrenagem como uma circunferência de raio r_e que rola sem deslizar. Através de uma análise trigonométrica obtemos a relação entre η e θ .

$$r_e \eta = r \cos(\theta) + L(\cos(\beta) - \cos(\arcsin(\frac{r}{L}))) \quad (5.2)$$

Além disso podemos encontrar a primeira e a segunda derivada do ângulo η derivando a equação (5.2) em relação ao tempo.

$$\dot{\eta} = \frac{\partial \eta}{\partial t} = \frac{-(r\dot{\theta} \sin(\theta) + L\dot{\beta} \sin(\beta))}{r_e} \quad (5.3)$$

$$\ddot{\eta} = \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \frac{-(r(\ddot{\theta} \sin(\theta) + \dot{\theta}^2 \cos(\theta)) + L(\ddot{\beta} \sin(\beta) + \dot{\beta}^2 \cos(\beta)))}{r_e} \quad (5.4)$$

O ângulo φ representa a posição da engrenagem no instante em que θ é nulo e portanto,

a variação angular da engrenagem devido a variação da taxa de compressão. Este ângulo pode ser calculado pela equação (5.5).

$$\varphi = \frac{h}{r_e} \quad (5.5)$$

onde h é a variação horizontal do atuador.

O deslocamento do pistão a partir do ponto O é obtido por meio de uma análise da geometria do mecanismo. Além disso, precisamos do deslocamento em relação a variação da taxa de compressão, ou seja, uma equação que relacione a posição do pistão com a posição do atuador - equivalente a taxa de compressão - e com o ângulo θ . Esta relação apresentada na equação (5.6).

$$\begin{aligned} x_{P'} &= x_B + \gamma r_e + I r_{PP'} \\ x_{P'} &= r \cos(\theta) + L \cos(\theta) + \gamma r_e + I r_{PP'} \\ x_{P'} &= 2r \cos(\theta) + 2L \cos(\beta) - L \cos\left(\arcsin\left(\frac{r}{L}\right)\right) + h + I r_{PP'} \end{aligned} \quad (5.6)$$

onde $I r_{PP'}$ a distância entre o ponto P e P' .

5.2.1 Matriz de Transformação de Coordenadas

Para expressar as grandezas dos sistemas móveis com o inercial e vice-versa necessitamos de matrizes que relacionem os sistemas, ou seja, a matriz de transformação de coordenadas. A matriz que relaciona o sistema inercial I com o sistema solidário manivela B_1 é dada por:

$$T_\theta = \begin{bmatrix} \sin(\theta) & -\cos(\theta) & 0 \\ \cos(\theta) & \sin(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

$${}_I \bar{s} = [T_\theta]_{B_1} \bar{s}$$

A matriz que relaciona o sistema inercial I com o sistema solidário biela B_2 é expressa por:

$$T_\beta = \begin{bmatrix} \sin(\beta) & \cos(\beta) & 0 \\ -\cos(\beta) & \sin(\beta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

$${}_I\vec{s} = [T_\beta]_{B_2}\vec{s}$$

Por sua vez a matriz que relaciona o sistema inercial I com o sistema solidário engrenagem B_3 é expressa por:

$$T_\gamma = \begin{bmatrix} \cos(\gamma) & \sin(\gamma) & 0 \\ -\sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

$${}_I\vec{s} = [T_\gamma]_{B_3}\vec{s}$$

5.2.2 Velocidades e Acelerações

Além das velocidades angulares conhecidas de B_1 , B_2 e B_3 , podemos encontrar a velocidade linear no ponto A, ou seja, no centro do olhal maior da biela. Para isto, utiliza as seguintes equações (4.6 e 5.10) para velocidade relativa considerando o sistema de coordenada inercial. Se utilizarmos a matriz de transformação podemos obter a equação para o sistema de coordenada solidário a manivela B_1 , ou seja:

$${}_I\vec{v}_A = {}_I\vec{v}_O + {}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1}\vec{r}_{OA} + [T_\theta] \frac{d}{dt} ({}_{B_1}\vec{r}_{OA}) \quad (5.10)$$

Sendo a velocidade do ponto O nula, visto que esta se refere ao mancal fixo, e ${}_{B_1}\vec{r}_{OA} = \{ r \ 0 \ 0 \}^T$. Como ${}_{B_1}\vec{r}_{OA}$ constante o último termo da equação (5.10) também nulo. Assim, podemos simplificar a equação e obtermos a velocidade no ponto A para o sistema de coordenada inercial como:

$${}_I\vec{v}_A = {}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1}\vec{r}_{OA} = \begin{bmatrix} \dot{\theta}r \cos(\theta) \\ -\dot{\theta}r \sin(\theta) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

Analogamente, podemos utilizar a equação (4.6) para o sistema de coordenadas B_2 :

$${}_I\vec{v}_A = {}_I\vec{v}_B + {}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\beta]_{B_2}\vec{r}_{OA} + [T_\beta] \frac{d}{dt} ({}_{B_2}\vec{r}_{BA}) \quad (5.12)$$

A velocidade no ponto A pode ser determinada usando ${}_I\vec{v}_B = \begin{bmatrix} 0 & -v_B & 0 \end{bmatrix}^T$ e ${}_{B_2}\vec{r}_{BA} = \begin{bmatrix} L & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$.

Assim:

$${}_I\vec{v}_A = {}_I\vec{v}_B + {}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\beta]_{B_2} \vec{r}_{BA} = \begin{bmatrix} \dot{\beta}L \cos(\beta) \\ \dot{\beta}L \sin(\beta) - v_B \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

Igualando as velocidades para o ponto A obtidas acima vem que:

$${}_I\vec{v}_A = \begin{bmatrix} \dot{\theta}r \cos(\theta) \\ -\dot{\theta}r \sin(\theta) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\beta}L \cos(\beta) \\ \dot{\beta}L \sin(\beta) - v_B \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

A partir da, obtém-se que:

$$\dot{\beta} = \frac{\dot{\theta}r \cos(\theta)}{L \cos(\beta)} \quad (5.15)$$

$$v_B = \frac{r\dot{\theta} \sin(\theta + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (5.16)$$

Para encontrarmos a velocidade linear no ponto P', ou seja no pistão utilizamos a primeira derivada no tempo da posição do pistão, equação (5.17).

$$\begin{aligned} v_{P'} &= \frac{dx_{P'}}{dt} = -2r\dot{\theta} \sin(\theta) - 2L\dot{\beta} \sin(\beta) \\ v_{P'} &= -2 \left(\frac{r\dot{\theta} \sin(\theta + \beta)}{\cos(\beta)} \right) = -2v_B \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$\text{Portando } {}_I\vec{v}_{P'} = \begin{bmatrix} 0 & -2v_B & 0 \end{bmatrix}^T.$$

Além das acelerações angulares conhecidas de B_1 , B_2 e B_3 , podemos encontrar a aceleração linear no ponto A, ou seja, no centro do olhal maior da biela. Para isto, utilizar a seguinte expressão para aceleração relativa, no sistema de coordenada inercial.

$$\begin{aligned} {}_I\vec{a}_A &= {}_I\vec{a}_O + {}_I\vec{\omega}_1 \times {}_I\vec{r}_{OA} + {}_I\vec{\omega}_1 \times ({}_I\vec{\omega}_1 \times {}_I\vec{r}_{OA}) + \\ &\quad + 2{}_I\vec{\omega}_1 \times {}_I\vec{v}_{rel} + {}_I\vec{a}_{rel} \end{aligned} \quad (5.18)$$

Se utilizarmos a matriz de transformação, obtemos a equação (5.19) para o sistema de coordenada solidário a manivela B_1 .

$$\begin{aligned} {}_I\vec{a}_A &= {}_I\vec{a}_O + {}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1} \vec{r}_{OA} + {}_I\vec{\omega}_1 \times ({}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1} \vec{r}_{OA}) + \\ &\quad + 2{}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta] \frac{d}{dt} ({}_{B_1}\vec{r}_{OA}) + [T_\theta] \frac{d^2}{dt^2} ({}_{B_1}\vec{r}_{OA}) \end{aligned} \quad (5.19)$$

Como estamos tratando os elementos biela e manivela como corpos rígidos, os últimos termos da equação acima são nulos, assim como o termo ${}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1} \vec{r}_{OA}$, sabemos que ${}_I\vec{\omega}_1$ é constante e igual a $\begin{Bmatrix} 0 & 0 & -\dot{\theta} \end{Bmatrix}^T$. Portanto, sua derivada ${}_I\dot{\vec{\omega}}_1$ é nula, e todo o termo pode ser desconsiderado. Assim, a aceleração no ponto A pode ser calculada como:

$${}_I\vec{a}_A = {}_I\vec{\omega}_1 \times ({}_I\vec{\omega}_1 \times [T_\theta]_{B_1} \vec{r}_{OA}) = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}^2 r \sin(\theta) \\ -\dot{\theta}^2 r \cos(\theta) \\ 0 \end{bmatrix}$$

Analogamente velocidade no ponto A, podemos escrever na base B_2

$$\begin{aligned} {}_I\vec{a}_A = {}_I\vec{a}_B + {}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\beta]_{B_2} \vec{r}_{BA} + {}_I\dot{\vec{\omega}}_2 \times ({}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\beta]_{B_2} \vec{r}_{BA}) + \\ + 2{}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\beta] \frac{d}{dt} ({}_B\vec{r}_{BA}) + [T_\beta] \frac{d^2}{dt^2} ({}_B\vec{r}_{BA}) \end{aligned} \quad (5.20)$$

Simplificando a equação (5.20) e adicionando termos nulos, obtemos

$$\begin{aligned} {}_I\vec{a}_A = {}_I\vec{a}_B + {}_I\dot{\vec{\omega}}_2 \times [T_\beta]_{B_2} \vec{r}_{BA} + {}_I\vec{\omega}_2 \times ({}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\beta]_{B_2} \vec{r}_{BA}) \\ {}_I\vec{a}_A = \begin{bmatrix} 0 \\ -a_B \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \ddot{\beta} L \cos(\beta) \\ \ddot{\beta} L \sin(\beta) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\dot{\beta}^2 L \sin(\beta) \\ \dot{\beta}^2 L \cos(\beta) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{\beta} L \cos(\beta) - \dot{\beta}^2 L \sin(\beta) \\ \ddot{\beta} L \sin(\beta) + \dot{\beta}^2 L \cos(\beta) - a_B \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.21)$$

Igualando as acelerações para o ponto A obtidas acima, vem que:

$${}_I\vec{a}_A = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}^2 r \sin(\theta) \\ -\dot{\theta}^2 r \cos(\theta) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{\beta} L \cos(\beta) - \dot{\beta}^2 L \sin(\beta) \\ \ddot{\beta} L \sin(\beta) + \dot{\beta}^2 L \cos(\beta) - a_B \\ 0 \end{bmatrix}$$

Logo, as acelerações angular da biela e linear da engrenagem são, respectivamente,

$$\ddot{\beta} = \dot{\beta}^2 \tan(\beta) - \dot{\theta}^2 \frac{r \sin(\theta)}{L \cos(\beta)} \quad (5.22)$$

$$a_B = \frac{L\dot{\beta}^2 + r\dot{\theta}^2 \cos(\theta + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (5.23)$$

De maneira semelhante ao realizado no cálculo da velocidade linear, a aceleração linear no ponto P', ou seja no pistão obtida por meio da segunda derivada no tempo da posição do pistão, equação (5.24).

$$a_{P'} = \frac{d^2 x_{P'}}{dt^2} = -2r(\ddot{\theta} \sin(\theta) + \dot{\theta}^2 \cos(\theta)) - 2L(\ddot{\beta} \sin(\beta) + \dot{\beta}^2 \cos(\beta))$$

$$a_{P'} = -2 \left(\frac{L\dot{\beta}^2 + r\dot{\theta}^2 \cos(\theta + \beta)}{\cos(\beta)} \right) = -2a_B \quad (5.24)$$

Portanto ${}_I\vec{a}_{P'} = \begin{bmatrix} 0 & -2a_B & 0 \end{bmatrix}^T$. Deve-se evidenciar que a rotação da manivela é admitida constante e então, $\ddot{\theta}$ é nulo.

Além desta, podemos encontrar a aceleração no centro de massa da biela, a equação pode ser escrita na base B_2 , ou seja:

$$\begin{aligned} {}_I\vec{a}_{cg} = {}_I\vec{a}_B + {}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\beta]_{B_2}\vec{r}_2 + {}_I\vec{\omega}_2 \times ({}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\beta]_{B_2}\vec{r}_2) + \\ + 2{}_I\vec{\omega}_2 \times [T_\beta] \frac{d}{dt} ({}_{B_2}\vec{r}_2) + [T_\beta] \frac{d^2}{dt^2} ({}_{B_2}\vec{r}_2) \end{aligned}$$

Sendo ${}_{B_2}\vec{r}_2 = \begin{Bmatrix} L - L_{cg} & 0 & 0 \end{Bmatrix}^T$, o vetor posição do centro de massa da biela na base B^2 .

$${}_I\vec{a}_{cg} = \begin{bmatrix} \ddot{\beta} (L - L_{cg}) \cos(\beta) - \dot{\beta}^2 (L - L_{cg}) \sin(\beta) \\ \ddot{\beta} (L - L_{cg}) \sin(\beta) + \dot{\beta}^2 (L - L_{cg}) \cos(\beta) - a_B \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

5.3 Modelagem da Função Volume do Cilindro

Para analisarmos posteriormente a variação da Curva de Pressão é desejável conhecer a relação entre a função volume no cilindro, assim como o volume da câmara de combustão, o ângulo da manivela (θ), a taxa de compressão e o parâmetro h (altura do atuador). Além disso, deseja-se estabelecer uma equação que relacione a taxa de compressão com o parâmetro h .

O volume do cilindro é função das variáveis θ e h , consiste na soma do volume da câmara de combustão com o volume deslocado pelo pistão durante seu movimento, ou seja

$$V(\theta, h) = V_c(h) + \frac{\pi d^2}{4} (x_{P'}(\theta_{PMS}(h), h) - x_{P'}(\theta, h)) \quad (5.26)$$

sendo V_c o volume da câmara de combustão, $x_{P'}$ a distância entre o pistão e a origem do sistema de coordenadas e θ_{PMS} , o ângulo da manivela quando o pistão está no ponto morto superior. O volume da câmara de combustão depende de h . Conforme h aumenta o volume

da câmara de combustão diminui. Assim, o volume máximo da câmara ocorre quando h é nulo.

$$V_c(h) = V_c(0) + \frac{\pi d^2}{4}(x_{P'}(\theta_{PMS}(0), 0) - x_{P'}(\theta_{PMS}(h), h)) \quad (5.27)$$

Quando o motor está em sua posição inicial, $h = 0$, a taxa de compressão tem um valor específico. Isto pode ser utilizado como um parâmetro intrínseco do motor. Utilizando a definição de taxa de compressão

$$rc = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

$$V_c(0) = \frac{\pi d^2}{4(rc(0) - 1)}(x_{P'}(\theta_{PMS}(0), 0) - x_{P'}(\theta_{PMI}(0), 0)) \quad (5.28)$$

sendo θ_{PMI} , o ângulo da manivela quando o pistão está no ponto morto inferior. A definição também é útil quando utilizada para determinação de taxas de compressão em função do parâmetro h .

$$rc(h) = 1 + \frac{\pi d^2}{4V_c}(x_{P'}(\theta_{PMS}(h), h) - x_{P'}(\theta_{PMI}(h), h)) \quad (5.29)$$

No caso do motor MCE as posições dos pontos morto superior e inferior não variam com a taxa de compressão e, portanto, são constantes e iguais aos ângulos 0° e 180° da manivela respectivamente.

5.4 Modelagem Dinâmica para o Motor MCE-5

5.4.1 Manivela

O diagrama de corpo livre da manivela é mostrado na Figura 5.4.

A equação de Newton na base inercial é:

$${}_I\vec{P}_1 + {}_I\vec{F}_1 - {}_I\vec{F}_2 = m_1{}_I\vec{a}_1 \quad (5.30)$$

Sendo ${}_I\vec{P}_1 = \begin{bmatrix} 0 & -m_1g & 0 \end{bmatrix}^T$ o peso próprio do elemento, ${}_I\vec{F}_2 = \begin{bmatrix} F_{2x} & F_{2y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de reação no olhal maior, ${}_I\vec{F}_1 = \begin{bmatrix} F_{1x} & F_{1y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de reação no mancal central e ${}_I\vec{a}_1$ o vetor aceleração no centro de massa da manivela. Podemos considerar a massa da

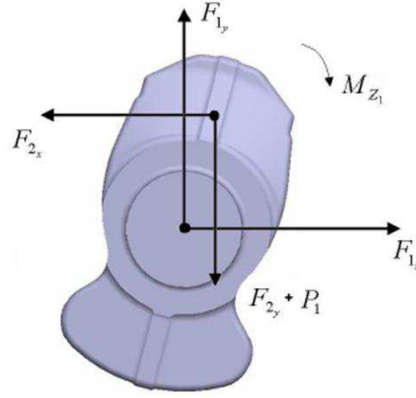


Figura 5.4: Diagrama de corpo livre da manivela.

manivela como concentrada no ponto A, assim ${}_I\vec{a}_1 = {}_I\vec{a}_A$. Portanto:

$$\begin{bmatrix} 0 \\ -m_1g \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ 0 \end{bmatrix} = m_1 \begin{bmatrix} -\dot{\theta}^2 r \sin(\theta) \\ -\dot{\theta}^2 r \cos(\theta) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.31)$$

Aplicando a equação de Euler para o somatório de momentos em relação ao centro de massa no sistema de coordenadas B_1 , vem que

$$\sum_{i=1}^n {}_{B_1}\vec{M}_O = {}_{B_1}I_O \frac{d}{dt} ({}_{B_1}\vec{\omega}_1) + {}_{B_1}\vec{\omega}_1 \times ({}_{B_1}I_O {}_{B_1}\vec{\omega}_1) + m_1 {}_{B_1}\vec{\rho}_O \times {}_{B_1}\vec{a}_O \quad (5.32)$$

A equação de Euler pode ser reduzida para:

$${}_{B_1}\vec{r}_{OA} \times [T_\theta]^T {}_I\vec{F}_2 + {}_{B_1}\vec{T} = 0 \quad (5.33)$$

sendo ${}_{B_1}\vec{T} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -M_{z1} \end{bmatrix}^T$ o torque na manivela. Para o caso de uma manivela circular, o centro de massa coincide com o ponto O e ${}_{B_1}\vec{\rho}_O = 0$. Além disso, como ${}_{B_1}\vec{\omega}_1$ é constante, o lado direito da expressão anterior é nulo. Podemos, então, obter a equação de equilíbrio para a manivela.

$$\begin{bmatrix} r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times \left(\begin{bmatrix} \sin(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ -\cos(\theta) & \sin(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -F_{2x} \\ -F_{2y} \\ 0 \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -M_{z1} \end{bmatrix} = 0$$

$$r (F_{2x} \cos(\theta) - F_{2y} \sin(\theta)) - M_{z1} = 0 \quad (5.34)$$

5.4.2 Biela

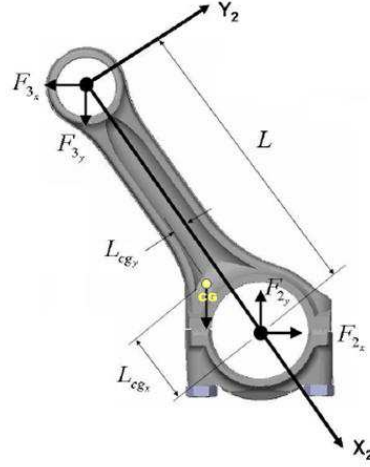


Figura 5.5: Diagrama de corpo livre da biela.

Como demonstrado no diagrama de corpo livre, Figura 5.5, podemos aplicar a segunda lei de Newton na base inercial como

$${}_I\vec{P}_2 + {}_I\vec{F}_2 - {}_I\vec{F}_3 = m_1{}_I\vec{a}_{cg} \quad (5.35)$$

Sendo ${}_I\vec{P}_2 = \begin{bmatrix} 0 & -m_2g & 0 \end{bmatrix}^T$ o peso próprio do elemento, ${}_I\vec{F}_2 = \begin{bmatrix} F_{2x} & F_{2y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de reação no olhal maior, ${}_I\vec{F}_3 = \begin{bmatrix} F_{3x} & F_{3y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de reação no olhal menor e ${}_I\vec{a}_{cg}$ o vetor aceleração no centro de massa da biela. Logo,

$$\begin{bmatrix} 0 \\ -m_2g \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{3x} \\ F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix} = m_2 \begin{bmatrix} \ddot{\beta}(L - L_{cg}) \cos(\beta) - \dot{\beta}^2(L - L_{cg}) \sin(\beta) \\ \ddot{\beta}(L - L_{cg}) \sin(\beta) + \dot{\beta}^2(L - L_{cg}) \cos(\beta) - a_B \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.36)$$

Aplicando a equação de Euler para o somatório de momentos em relação ao centro de massa da biela no sistema de coordenadas B_2 , tem-se

$$\sum_{i=1}^n {}_{B_2}\vec{M}_{CM2} = {}_{B_2}I_{CM2} \frac{d}{dt} ({}_{B_2}\vec{\omega}_2) + {}_{B_2}\vec{\omega}_2 \times ({}_{B_2}I_{CM2} {}_{B_2}\vec{\omega}_2) + m_2 {}_{B_2}\vec{\rho}_{CM2} \times {}_{B_2}\vec{a}_{CM2} \quad (5.37)$$

Sendo ${}_{B_2}I_{CM1}$ o tensor de inércia do corpo e ${}_{B_2}\vec{\rho}_{CM2} = 0$ o vetor com origem no ponto A e fim no centro de massa do corpo. Assumindo que a biela um corpo simétrico, o tensor de inércia ${}_{B_2}I_{CM2}$ é constante e diagonal, ou seja,

$${}_{B_2}I_{CM2} = \begin{bmatrix} I_{xx2} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy2} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz2} \end{bmatrix}$$

A equação de Euler, então, se reduz a:

$${}_{B_2}\vec{r}_{CM2a} \times [T_\beta]^T {}_I\vec{F}_2 + {}_{B_2}\vec{r}_{CM2b} \times [T_\beta]^T {}_I\vec{F}_3 = {}_{B_2}I_{CM2B_2} \ddot{\vec{\omega}}_2 \quad (5.38)$$

Sendo ${}_{B_2}\vec{r}_{CM2a} = \begin{bmatrix} L_{cg} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$ e ${}_{B_2}\vec{r}_{CM2b} = \begin{bmatrix} -(L - L_{cg}) & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$. Podemos obter a equação de equilíbrio geral como

$$L_{cg} (F_{2x} \cos(\beta) + F_{2y} \sin(\beta)) + (L - L_{cg}) (F_{3x} \cos(\beta) + F_{3y} \sin(\beta)) = I_{zz2} \ddot{\beta} \quad (5.39)$$

5.4.3 Engrenagem

O diagrama de corpo livre da engrenagem é mostrado na Figura 5.6.

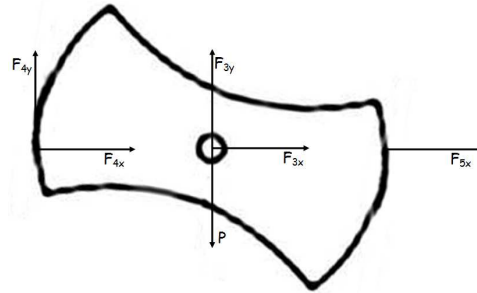


Figura 5.6: Diagrama de corpo livre da engrenagem.

Aplicando a segunda lei de Newton na base inercial para a engrenagem.

$${}_I\vec{P}_3 + {}_I\vec{F}_3 + {}_I\vec{F}_4 + {}_I\vec{F}_5 = m_1 {}_I\vec{a}_3 \quad (5.40)$$

Sendo ${}_I\vec{P}_3 = \begin{bmatrix} 0 & -m_3 g & 0 \end{bmatrix}^T$ o peso próprio do elemento, ${}_I\vec{F}_3 = \begin{bmatrix} F_{3x} & F_{3y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de reação no olhal menor, ${}_I\vec{F}_4 = \begin{bmatrix} F_{4x} & F_{4y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de contato entre a engrenagem e o pistão, ${}_I\vec{F}_5 = \begin{bmatrix} F_{5x} & F_{5y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de contato entre a engrenagem e o atuador de variação da taxa de compressão e ${}_I\vec{a}_3$ o vetor aceleração no centro de massa da engrenagem. Podemos considerar a massa da engrenagem como concentrada no ponto B, assim ${}_I\vec{a}_2 = {}_I\vec{a}_B$.

Portanto

$$\begin{bmatrix} 0 \\ -m_3g \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{3x} \\ F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{4x} \\ F_{4y} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{5x} \\ F_{5y} \\ 0 \end{bmatrix} = m_3 \begin{bmatrix} 0 \\ -a_B \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.41)$$

Aplicando a equação de Euler para o somatório de momentos em relação ao centro de massa no sistema de coordenadas B_3 , vem que

$$\sum_{i=1}^n {}_{B_3}\vec{M}_B = {}_{B_3}I_{CM3} \frac{d}{dt} ({}_{B_3}\vec{\omega}_3) + {}_{B_3}\vec{\omega}_3 \times ({}_{B_3}I_{B_3}\vec{\omega}_3) + m_3 {}_{B_3}\vec{\rho}_B \times {}_{B_3}\vec{a}_B \quad (5.42)$$

Sendo ${}_{B_3}I_{CM3}$ o tensor de inércia do corpo e ${}_{B_3}\vec{\rho}_{CM3} = 0$ o vetor com origem no ponto B e fim no centro de massa do corpo. Assumindo que a engrenagem um corpo simétrico, o tensor de inércia ${}_{B_3}I_{CM3}$ é constante e diagonal, ou seja,

$${}_{B_3}I_{CM3} = \begin{bmatrix} I_{xx3} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy3} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz3} \end{bmatrix}$$

A equação de Euler, então, pode ser reduzida para:

$${}_{B_3}\vec{r}_{CM3a} \times [T_\gamma]^T {}_I\vec{F}_4 + {}_{B_3}\vec{r}_{CM3b} \times [T_\gamma]^T {}_I\vec{F}_5 = {}_{B_3}I_{CM3} {}_{B_3}\dot{\vec{\omega}}_3 \quad (5.43)$$

$$\text{Sendo } {}_{B_3}\vec{r}_{CM3a} = \begin{bmatrix} -r_e & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \text{ e } {}_{B_3}\vec{r}_{CM3b} = \begin{bmatrix} r_e & 0 & 0 \end{bmatrix}^T.$$

Podemos obter a equação de equilíbrio geral como

$$r_e(F_{5x} \sin(\gamma) + F_{5x} \cos(\gamma) - F_{4x} \sin(\gamma) - F_{4y} \cos(\gamma)) = -I_{zz3}\ddot{\gamma} \quad (5.44)$$

5.4.4 Pistão

Aplicando a segunda lei de Newton na base inercial para o pistão.

$${}_I\vec{P}_4 - {}_I\vec{F}_4 + {}_I\vec{F}_6 + {}_I\vec{F}_e + {}_I\vec{F}_N = m_4 {}_I\vec{a}_4 \quad (5.45)$$

Sendo ${}_I\vec{P}_4 = \begin{bmatrix} 0 & -m_4g & 0 \end{bmatrix}^T$ o peso próprio do elemento, ${}_I\vec{F}_4 = \begin{bmatrix} F_{4x} & F_{4y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de contato entre a engrenagem e o pistão, ${}_I\vec{F}_6 = \begin{bmatrix} F_{5x} & F_{5y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de contato entre a o pistão e o rolete, ${}_I\vec{F}_e = \begin{bmatrix} 0 & F_e & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de explosão, ${}_I\vec{F}_N = \begin{bmatrix} F_N & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$ a força normal de contato entre o pistão e o cilindro e ${}_I\vec{a}_4$ o vetor aceleração no centro de

massa do pistão. Podemos considerar a massa do pistão como concentrada no ponto P', assim ${}_I\vec{a}_4 = {}_I\vec{a}_{P'}$. Portanto

$$\begin{bmatrix} 0 \\ -m_4g \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{4x} \\ F_{4y} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{6x} \\ F_{6y} \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ F_e \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_N \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = m_4 \begin{bmatrix} 0 \\ a_{P'} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.46)$$

A força de explosão é dado pela expressão $F_e = \frac{\pi d^2}{4}p$, p é a pressão na câmara de combustão e d o diâmetro do cilindro.

Para esta modelagem o pistão é admitido como um corpo rígido, ao invés de uma partícula - como no motor SVC Saab. Portanto, podemos aplicar a equação de Euler para o pistão.

$$\sum_{i=1}^n {}_I\vec{M}_{P'} = {}_I I_{P'} \frac{d}{dt} (\vec{\omega}_I) + \vec{\omega}_I \times ({}_I I_{P'} \vec{\omega}_I) + m_4 {}_I \vec{\rho}_{P'} \times {}_I \vec{a}_{P'} \quad (5.47)$$

O movimento do pistão é somente de translação. Seu sistema de coordenadas definido com origem no centro de massa do pistão não rotaciona em relação ao sistema de coordenadas inercial com origem no ponto O. Portanto a soma dos momentos no pistão nula.

$${}_I \vec{r}_{PP'} \times {}_I \vec{F}_6 - {}_I \vec{r}_{PP'} \times {}_I \vec{F}_4 = 0 \quad (5.48)$$

Sendo ${}_I \vec{r}_{PP'} = \begin{bmatrix} r_{PP'} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$ a distância entre o ponto P e P'.

Podemos obter a equação de equilíbrio geral.

$$r_{PP'}(F_{6x} - F_{4x}) = 0 \quad (5.49)$$

5.4.5 Rolete

O rolete é modelado como uma partícula. Aplicando a segunda lei de Newton na base inercial obtemos a equação (5.51).

$${}_I \vec{P}_5 - {}_I \vec{F}_6 = m_5 {}_I \vec{a}_5 \quad (5.50)$$

Sendo ${}_I \vec{P}_5 = \begin{bmatrix} 0 & -m_5g & 0 \end{bmatrix}^T$ o peso próprio do elemento, ${}_I \vec{F}_6 = \begin{bmatrix} F_{6x} & F_{6y} & 0 \end{bmatrix}^T$ a força de contato entre a o pistão e o rolete e ${}_I \vec{a}_5$ o vetor aceleração no centro de massa do

rolete. Podemos considerar a massa do rolete como concentrada no ponto R, assim ${}_I\vec{a}_5 = {}_I\vec{a}_B$.

Portanto

$$\begin{bmatrix} 0 \\ -m_5g \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{6x} \\ F_{6y} \\ 0 \end{bmatrix} = m_5 \begin{bmatrix} 0 \\ -a_B \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.51)$$

As resultantes da reação nos mancais e pinos de ligação, forças de contato entre a engrenagem, o pistão e o rolete, força normal aplicada no cilindro pelo pistão e torque resultante podem ser obtidas (utilizando métodos para resolução de sistemas lineares para facilitar o cálculo) pelas equações (5.31), (5.34), (5.36), (5.39), (5.41), (5.44), (5.46), (5.49) e (5.51) para uma determinada pressão na câmara de combustão. Podemos utilizar métodos para resolução de sistemas lineares para facilitar o cálculo.

6 IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL E RESULTADOS

Para realizar os cálculos das forças de reação nos mancais, força normal no pistão, torque e suas variações de acordo com o ângulo de acionamento da manivela foi criado um programa em Matlab que lê os dados do motor a serem analisados e gera os resultados em forma de gráficos. Para isto, foram implementadas as modelagens por Newton-Euler para os motores SVC Saab e MCE-5. Além disso, o programa utiliza a modelagem por fração de massa queimada para obter as diferentes curvas de pressão em função da taxa de compressão. O programa é dividido em diversos arquivos (*Atuador*, *Motor*, *PressCurve*, *Comp*, *Data* e *Volume*), cada qual com sua respectiva função.

A função *Data* inicia a variável global *ENGINE* que é utilizada em todas as demais funções. *ENGINE* é a estrutura que contém os parâmetros do sistema a ser analisado.

A função *Volume* calcula o volume no cilindro e seu diferencial em função do ângulo do virabrequim e do ângulo de inclinação do cabeçote. Além disso, calcula a taxa de compressão e os ângulos do virabrequim para os pontos morto inferior e superior.

A função *Atuador* usa interpolação linear para encontrar o ângulo de inclinação do cabeçote a partir de uma dada taxa de compressão.

A função *Motor* calcula as reações no mancais e pinos para o motor SVC (com um dado ângulo de inclinação do cabeçote). A função plota os gráficos da aceleração e velocidade

Tabela 6.1: Suposições realizadas para modelagem de curvas de pressão.

Parâmetro a da função de Vibe	8
Parâmetro r da função de Vibe	2
Ângulo de Abertura da válvula de Admissão	710°
Ângulo de Fechamento da válvula de Admissão	220°
Ângulo de Abertura da válvula de Exaustão	520°
Ângulo de Fechamento da válvula de Exaustão	2°
Ângulo de centelha	330°
Ângulo de duração da combustão	60°
Coefficiente politrópico de compressão	1,60
Coefficiente politrópico de expansão	1,82
Coefficiente politrópico de combustão	1,25
Pressão das válvulas de admissão e escape	1,8 atm

do pistão, das reações em função do ângulo da manivela, assim como o torque e a curva de pressão utilizada.

A função *Comp* calcula a taxa de compressão e volume da câmara de combustão como uma função do ângulo de inclinação do cabeçote. Já a função *PressCurve* calcula a curva de pressão em função do ângulo do virabrequim e da taxa de compressão. Para o caso da modelagem, as suposições e parâmetros utilizados são mostradas na Tabela 6.1.

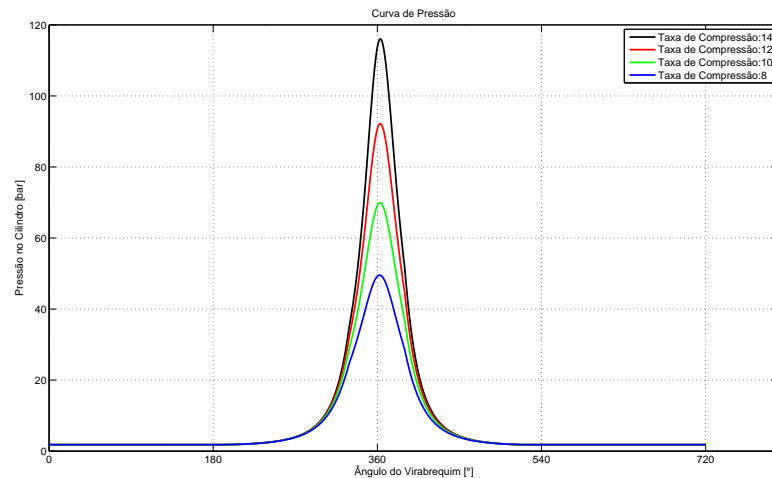


Figura 6.1: Curva de pressão.

A Figura 6.1 mostra as diferentes curvas de pressão para os cálculos dos esforços - evidenciando as taxas de compressão. Percebe-se que a diminuição da taxa de compressão ocasiona um menor pico de pressão. Pode-se explicar isto pelo fato da pressão ser modelada como um processo politrópico e a diminuição da taxa de compressão ocorre devido ao aumento do volume na câmara de combustão.

6.1 Modelagem SVC Saab

Os parâmetros do sistema usados para obter os resultados dos esforços dinâmicos atuantes no sistema pistão-biela-manivela são apresentados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2: Parâmetros dimensionais do sistema

Rotação da manivela	2100 rpm
Diâmetro do pistão	0,105 m
Raio da manivela	0,0645 m
Posição do centro de massa da biela (a partir do olhal maior);	0,069 m
Comprimento da biela	0,207 m
Momento de inércia da biela	0,0127 kg.m ²
Massa da manivela	0,73kg
Massa da biela	1,851 kg
Massa do pistão e do pino	1,761 kg
Taxa de compressão sem inclinação do cabeçote	14
Distância X entre o virabrequim o eixo de inclinação do cabeçote	0,1285 m
Distância Y entre o virabrequim o eixo de inclinação do cabeçote	0,1109 m

A seguir são apresentados os resultados obtidos da Modelagem SVC Saab. A Figura 6.2 se refere à variação da aceleração vertical do pistão em função do ângulo do virabrequim. Percebe-se que a aceleração vertical do pistão é pouco influenciada pela inclinação do cabeçote.

Os gráficos das reações no mancal central nos eixos X e Y são mostrados nas Figura 6.3 e 6.4 respectivamente, em ambos casos são ilustrados os resultados para o caso das forças de gases, Figuras 6.3(a) e 6.4(a), e para o caso no qual só há forças inerciais atuando no sistema, Figuras 6.3(b) e 6.4(b).

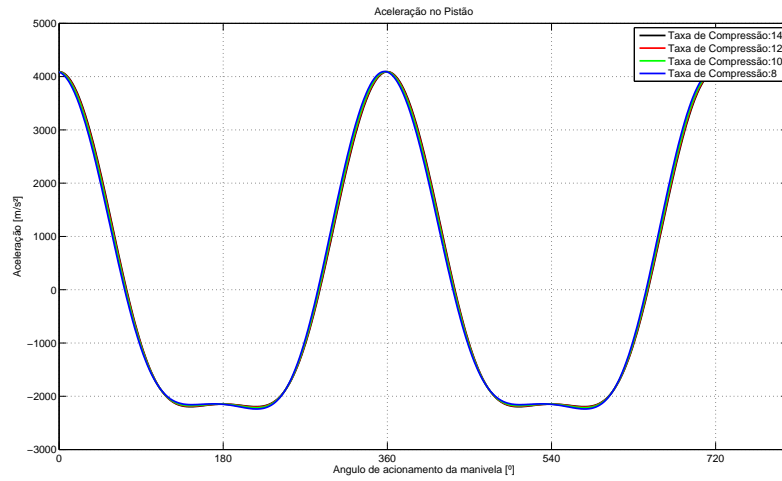


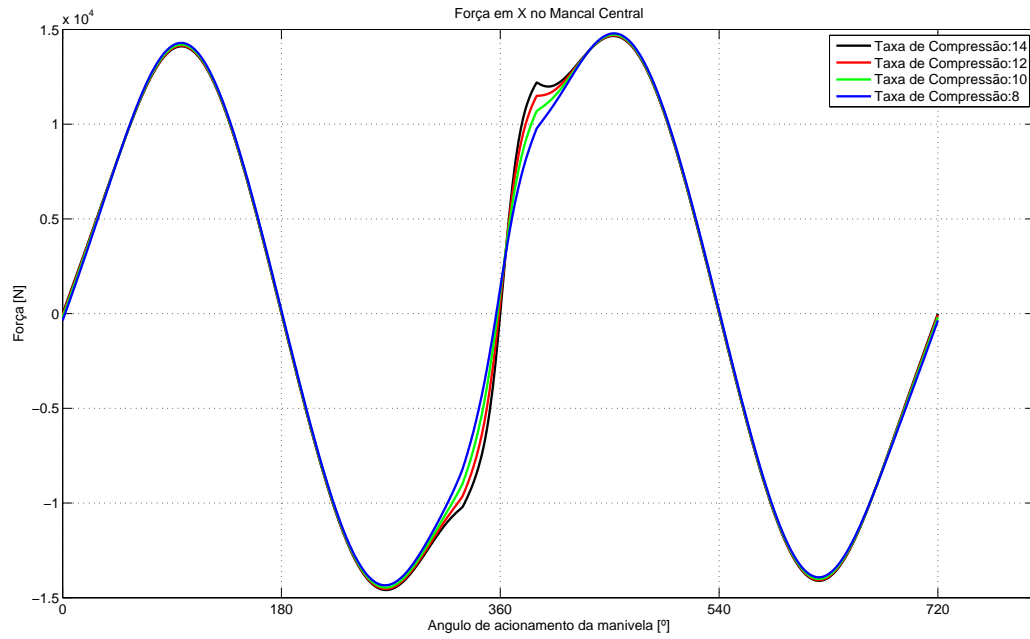
Figura 6.2: Aceleração vertical do pistão.

Para a componente $|x|$ das forças de gases, Figura 6.3(a), percebe-se que para taxas de compressão menores e, portanto, picos de pressão menores a curva de forças de gases se assemelha a curva de forças de inércia, Figura 6.3(b). Enquanto que para a taxas de compressão mais elevadas ocorre variação da magnitude da reação durante a etapa de combustão ($340^\circ \leq \theta \leq 400^\circ$). Na componente $|y|$ a variação da magnitude ocorre devido a queda dos picos de pressão, também durante a combustão.

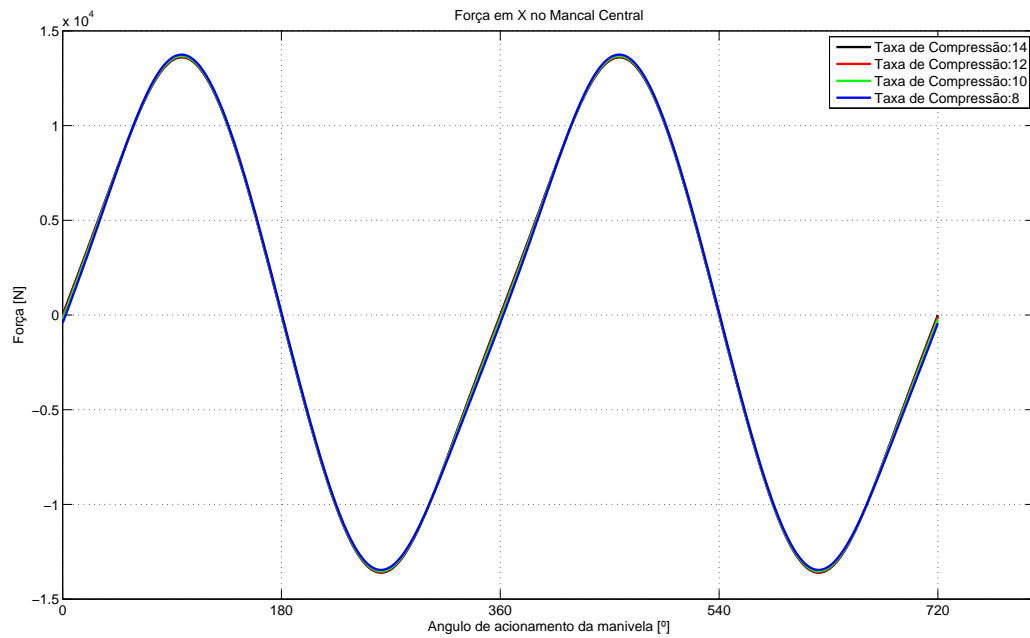
As reações no olhal maior da biela nos eixos X e Y são mostrados nas Figuras 6.5 e 6.6 respectivamente, tanto para atuação das forças de gases, Figuras 6.5(a) e 6.6(a), quanto para as forças de inércia, Figuras 6.5(b) e 6.6(b).

Podemos analisar estes gráficos de maneira semelhante ao que foi apresentado para as reações no mancal central - a inclinação do cabeçote afeta principalmente as reações devido a forças de gases. No caso da componente $|x|$, a variação da taxa de compressão influencia nos valores da reações durante a etapa de combustão, principalmente no início e final da combustão. Na componente $|y|$ a variação da magnitude ocorre devido a queda dos picos de pressão, sendo que a diminuição da magnitude é aproximadamente de 4 vezes da taxa de compressão de 14:1 para a de 8:1.

Analogamente, são apresentados os resultados para o olhal menor nas Figura 6.7 e 6.8

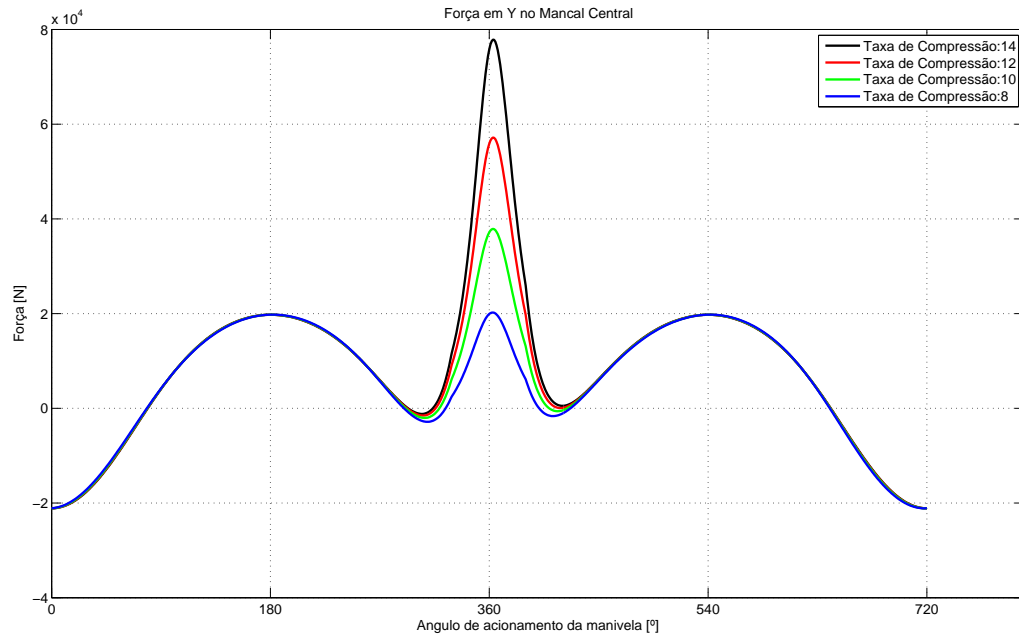


(a) Força dos gases.

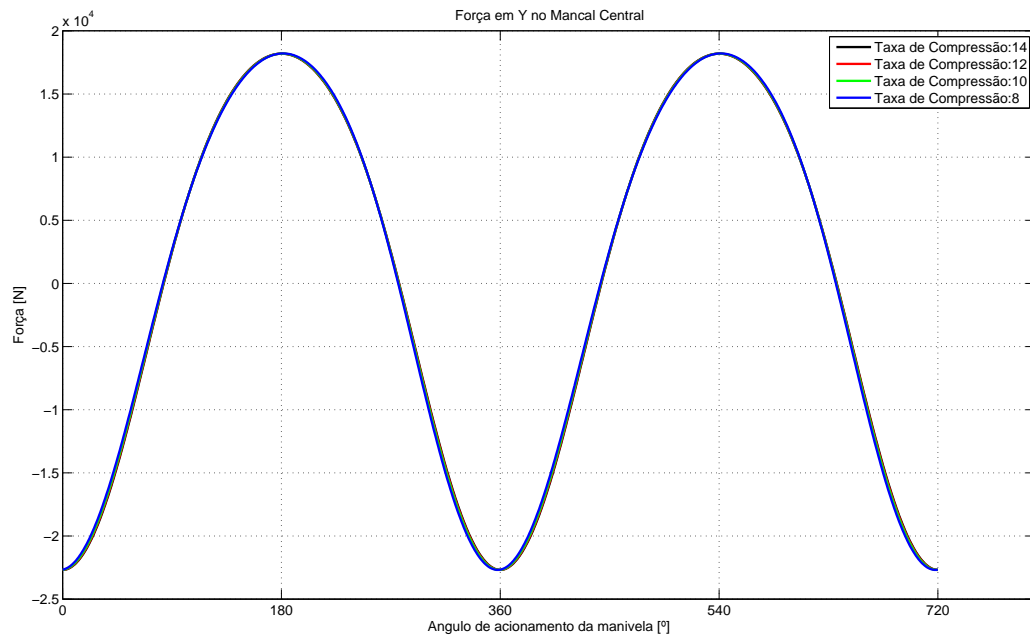


(b) Forças de inércia.

Figura 6.3: Comparação da componente horizontal no mancal central.

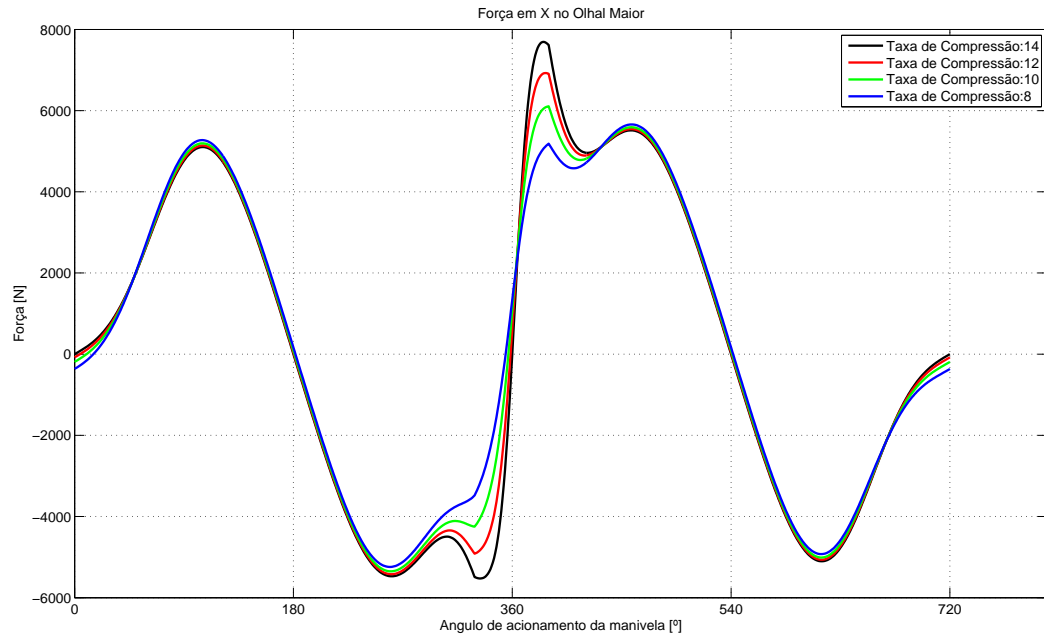


(a) Força dos gases.

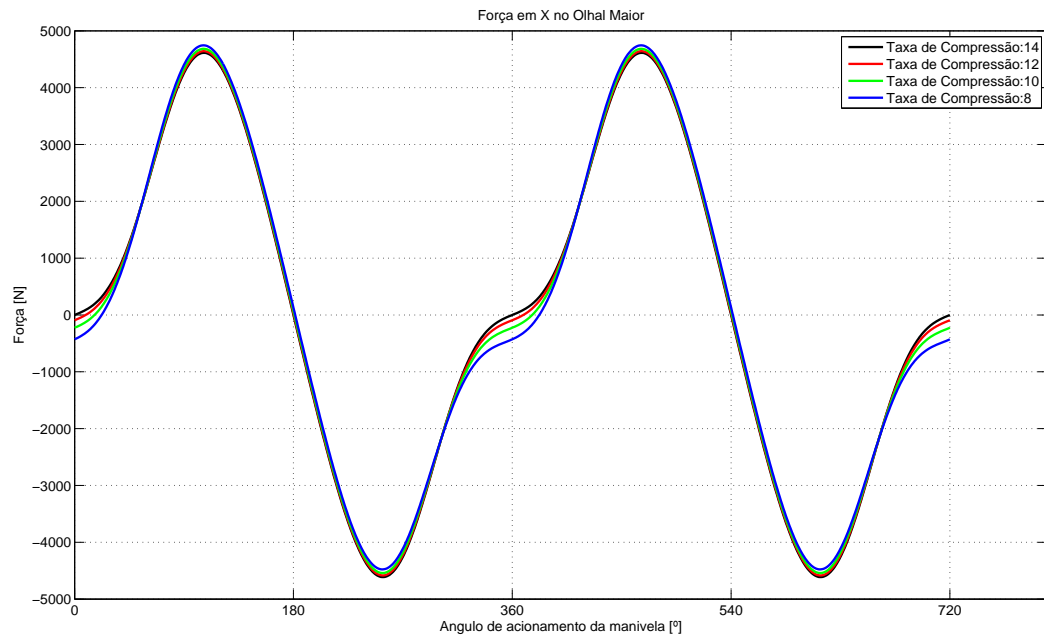


(b) Forças de inércia.

Figura 6.4: Comparação da componente vertical no mancal central.

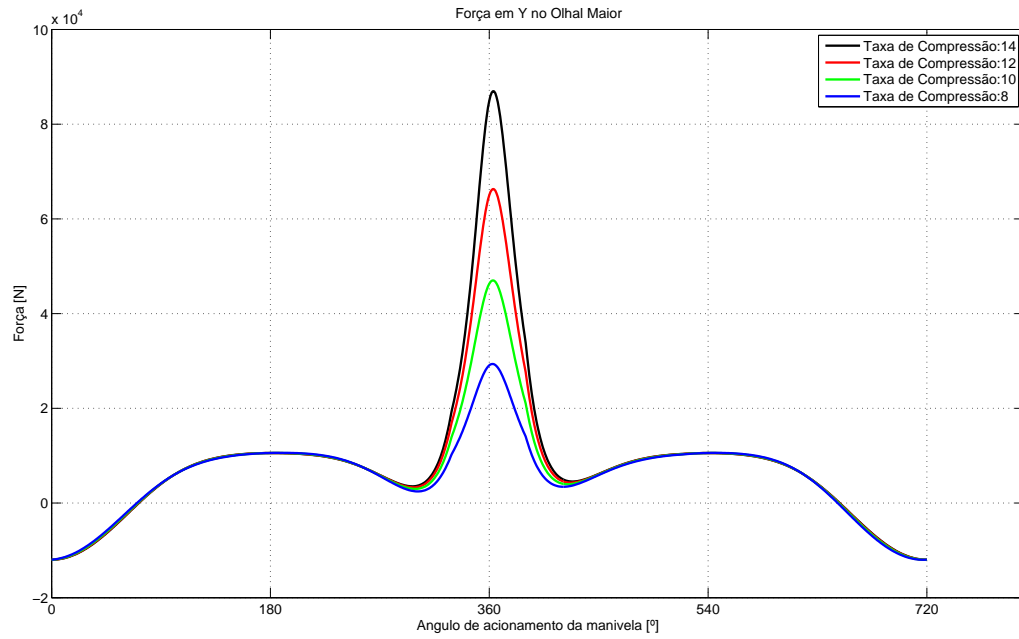


(a) Força dos gases.

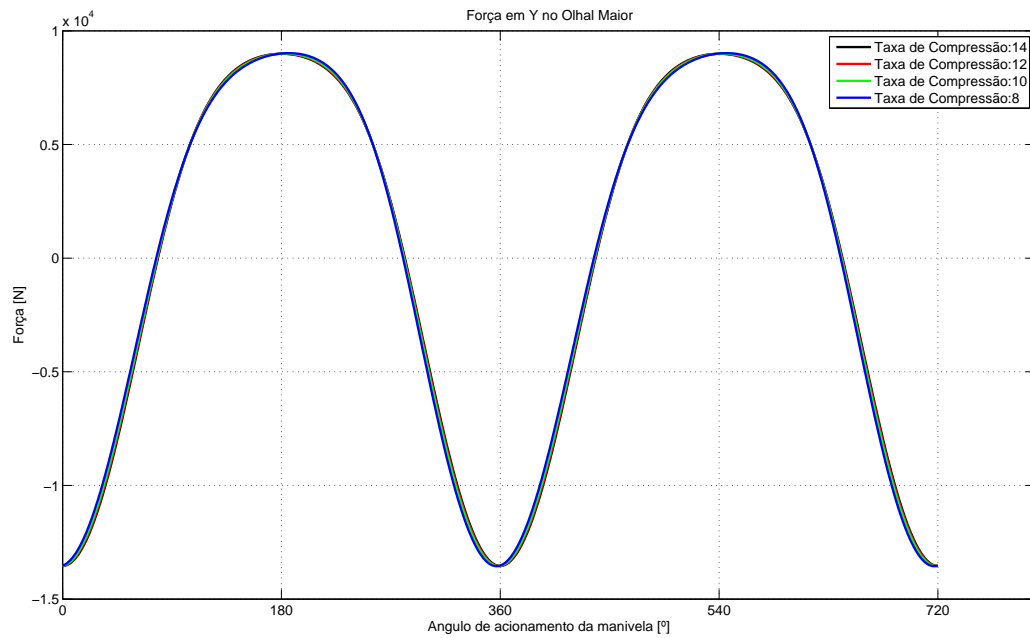


(b) Forças de inércia.

Figura 6.5: Comparação da componente horizontal no olhal maior.



(a) Força dos gases.



(b) Forças de inércia.

Figura 6.6: Comparação da componente vertical no olhal maior.

respectivamente. Pelas figuras percebe-se a reação no olhal menor tem sua componente $|x|$ bastante influenciada pela variação da taxa de compressão. Além disso, se analisarmos o trabalho da força de reação ao longo do ciclo, percebemos que não é constante e portanto, dependente da taxa de compressão. Na componente $|y|$ a variação da magnitude ocorre devido a queda dos picos de pressão, sendo que a diminuição da magnitude é aproximadamente de 3 vezes da taxa de compressão de 14:1 para a de 8:1.

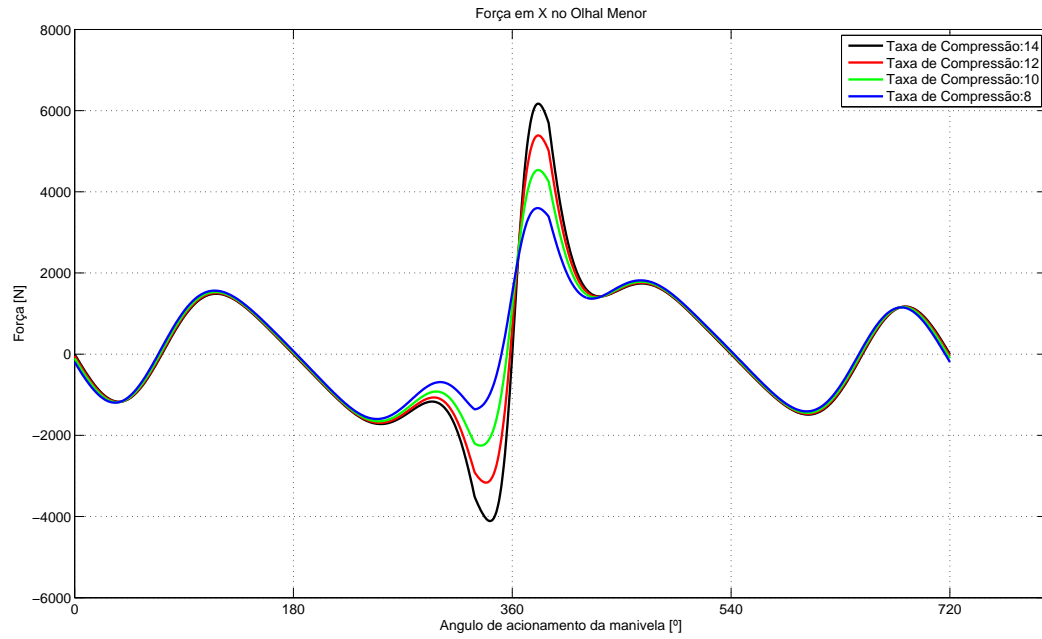
A Figura 6.9 mostra a comparação entre o torque no sistema para as diferentes taxas de compressão analisando somente com atuação das forças de inércia, Figura 6.9(b) e das forças geradas pela combustão da mistura no cilindro, Figura 6.9(a). Conforme os demais casos, o torque também é influenciado pela inclinação do cabeçote. O trabalho gerado pelo torque ao longo do ciclo não é constante para todas as curvas, e portanto, dependente da taxa de compressão.

A Figura 6.10 mostra a comparação entre a força normal sobre a parede do cilindro para as diferentes taxas de compressão com atuação das forças de inércia, Figura 6.10(b), e das forças geradas pela explosão da mistura no cilindro, Figura 6.10(a). Como era esperado a força normal do pistão é bastante influenciada pela variação da taxa de compressão, principalmente porque esta ocorre devido a inclinação do cabeçote. Portanto, a componente $|x|$ da força de contato entre o pistão e a camisa do cilindro é maior, como ilustrado na Figura 6.10.

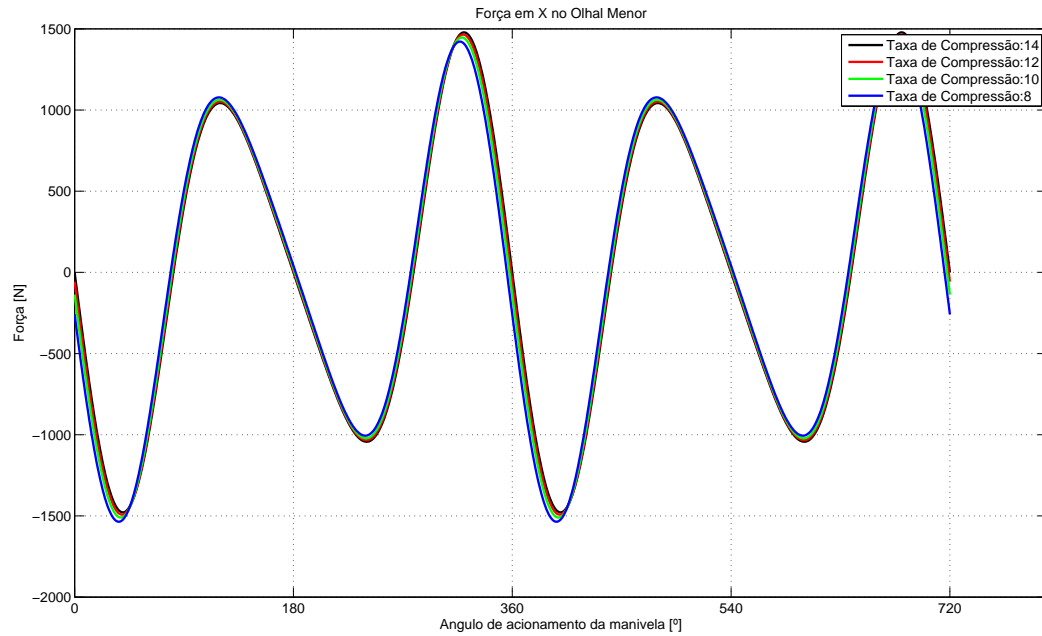
6.2 Modelagem MCE-5

Os parâmetros do sistema usados para obter os resultados dos esforços dinâmicos atuantes no sistema pistão-biela-manivela são apresentados na Tabela 6.3. Estes dados são introduzidos na função *Data* por meio da variável global *ENGINE*.

A Figura 6.11 apresenta os resultados da aceleração vertical do pistão para diferentes taxas de compressão de acordo com a modelagem apresentada anteriormente. A aceleração do pistão é idêntica para todas taxa de compressão. Conforme apresentado na Equação

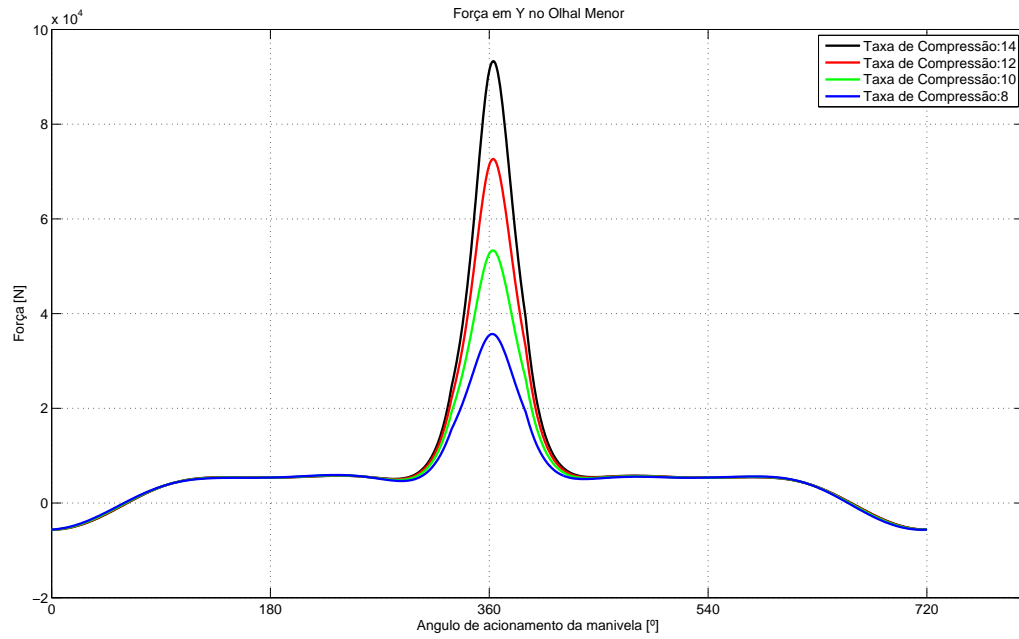


(a) Força dos gases.

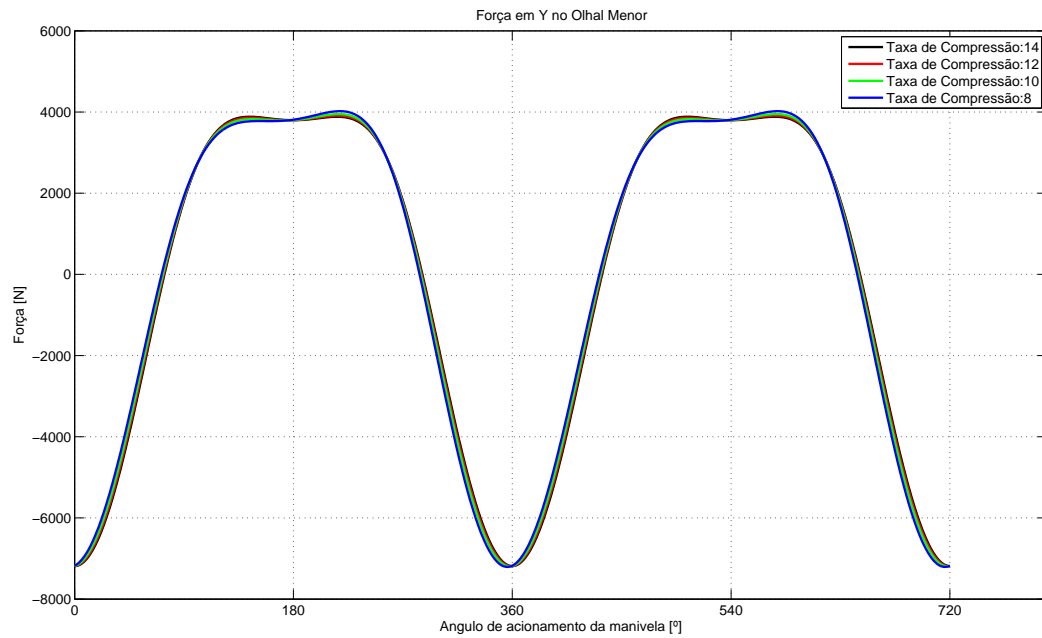


(b) Forças de inércia.

Figura 6.7: Comparação da componente horizontal no olhal menor.

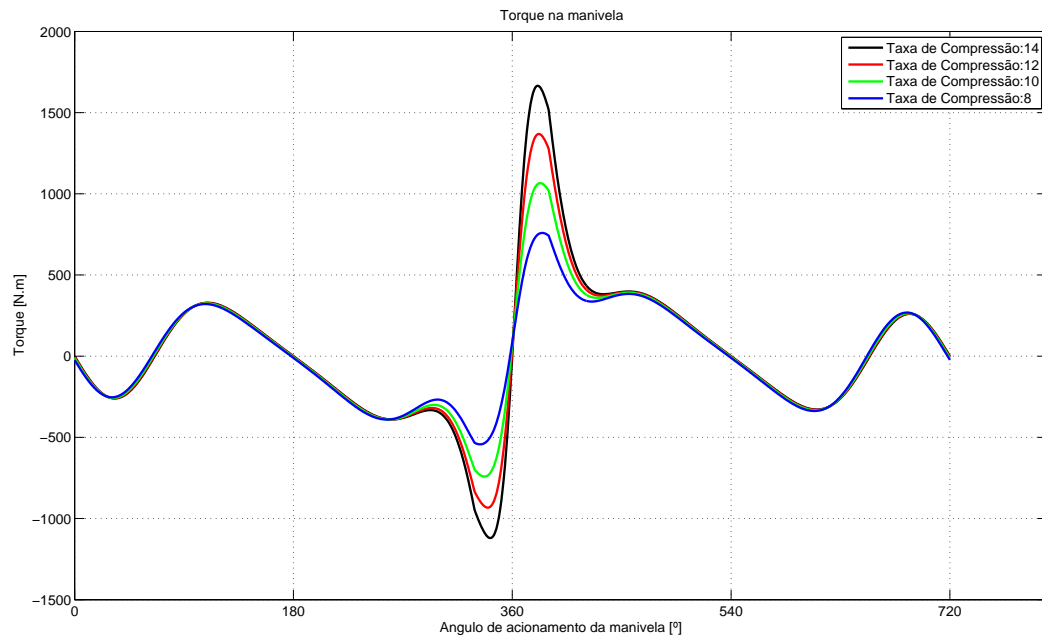


(a) Força dos gases.

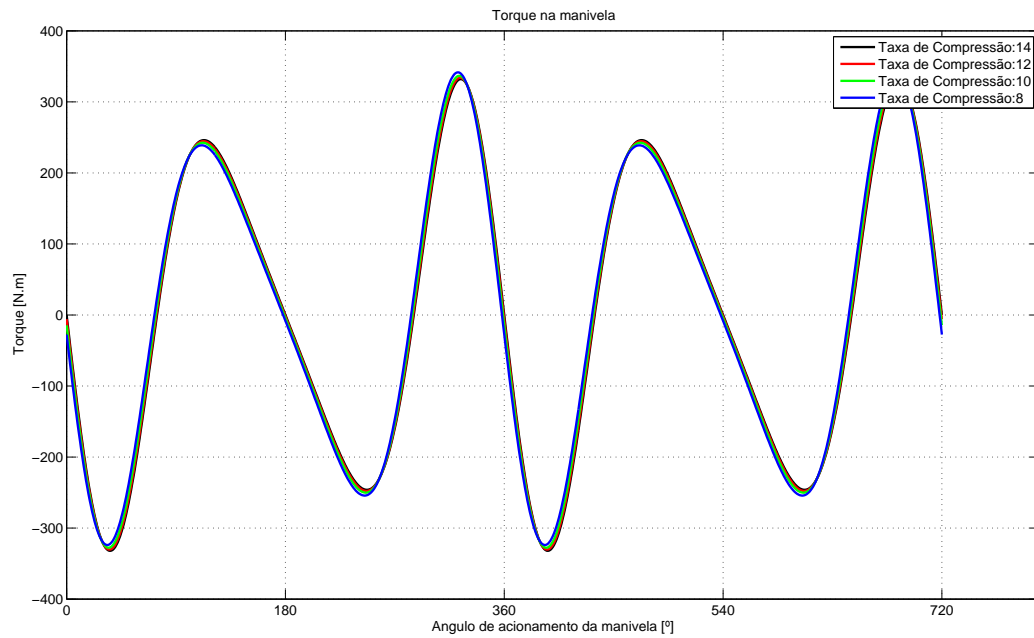


(b) Forças de inércia.

Figura 6.8: Comparação da componente vertical no olhal menor.

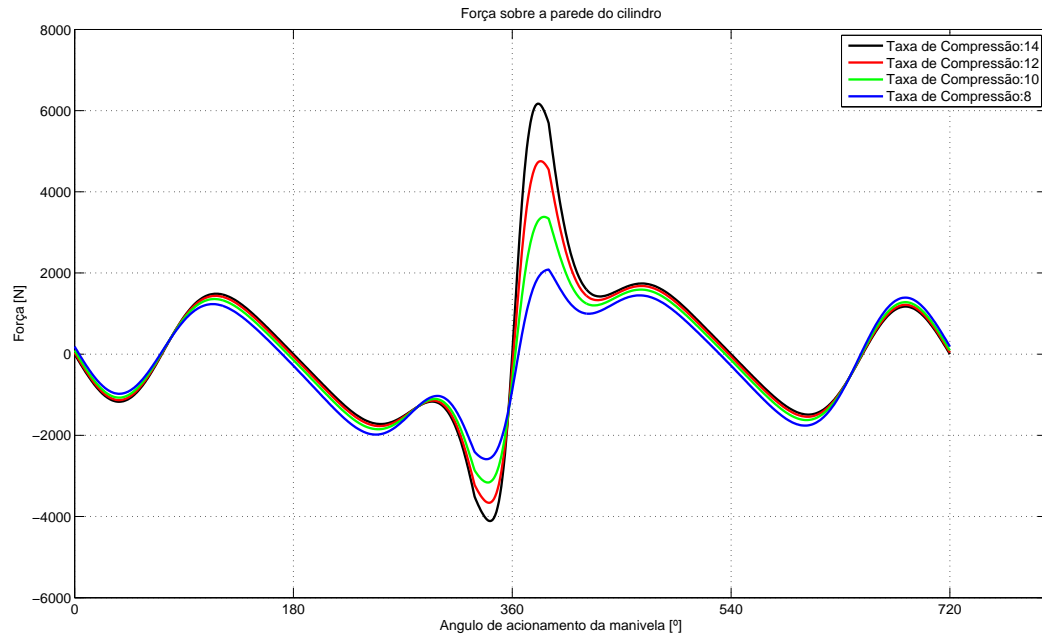


(a) Força dos gases.

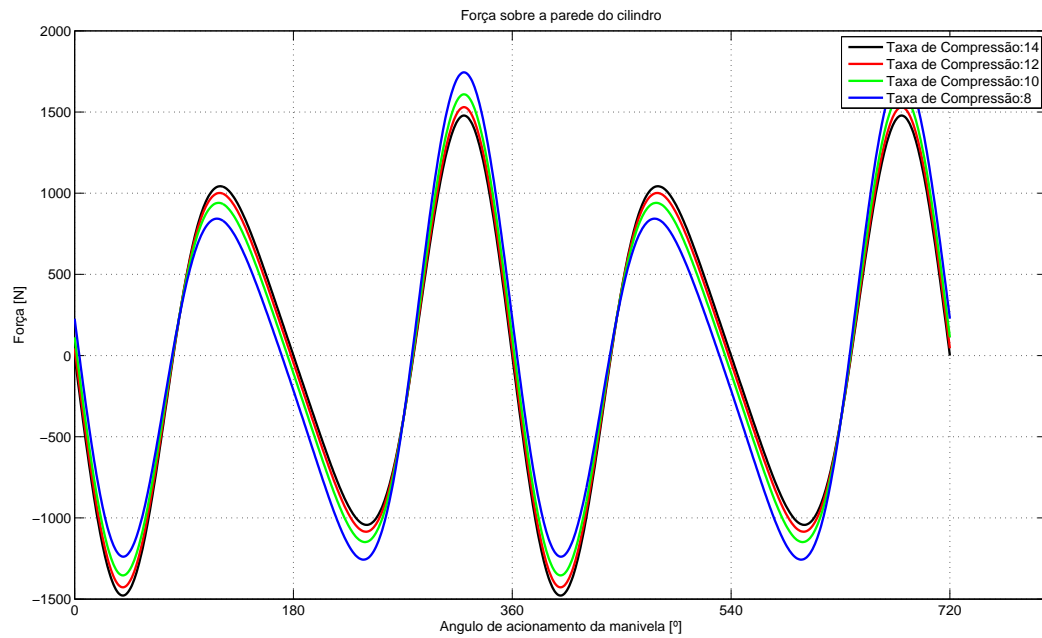


(b) Forças de inércia.

Figura 6.9: Comparação do torque.



(a) Força dos gases.



(b) Forças de inércia.

Figura 6.10: Comparação da força normal no pistão.

Tabela 6.3: Parâmetros dimensionais do sistema

Rotação da manivela	2100 rpm
Diâmetro do pistão	0,075 m
Raio da manivela	0,042 m
Raio da engrenagem	0,1 m
Posição do centro de massa da biela (a partir do olhal maior);	0,0393 m
Comprimento da biela	0,118 m
Momento de inércia da biela	0,002645 kg.m ²
Momento de inércia da engrenagem	0,0012246 kg.m ²
Massa da manivela	0,73kg
Massa da biela	1,851 kg
Massa da engrenagem	0,771 kg
Massa do pistão e do pino	1,080 kg
Massa do rolete	0,067 kg
Taxa de compressão de referência	14
Distância entre o rolete e o centro de massa do pistão	0,152 m

(5.6) o parâmetro h (altura do atuador hidráulico) é uma constante da função posição do pistão e assim, a aceleração, derivada segunda da posição do pistão, não é influenciada por este parâmetro e consequentemente pela variação da taxa de compressão.

Os gráficos das reações no mancal central nos eixos X e Y são mostrados nas Figuras 6.12 e 6.13 respectivamente, em ambos casos são ilustrados os resultados para o caso das forças de gases, Figuras 6.12(a) e 6.13(a), e para o caso no qual só há forças inerciais atuando no sistema, Figuras 6.12(b) e 6.13(b).

Assim como na modelagem SVC Saab, percebe-se que as componentes $|x|$ e $|y|$ para as forças dos gases, Figuras 6.12(a) e 6.13(a), são idênticas às forças de inércia, Figuras 6.12(b) e 6.13(b), nas etapas não dominadas pela curva de pressão. Na etapa dominada pela curva de pressão ($340^\circ \leq \theta \leq 400^\circ$), o aumento da taxa de compressão resulta em aumento no módulo das reações no Mancal Central - fenômeno evidente na Figura 6.13(b).

As Figuras 6.14, 6.15, 6.16 e 6.17 apresentam, respectivamente os resultados para as reações nos eixos X e Y no Olhal Maior e nos eixos X e Y no Olhal Menor da biela.

Análise semelhante ao Mancal Central pode ser realizada para as reações no Olhal Maior e Menor, ou seja, em etapas não dominadas pela componente de pressão, as reações na biela

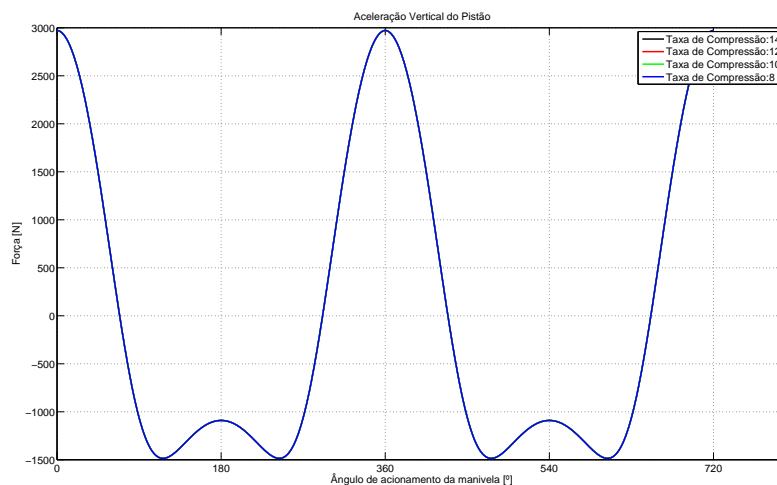


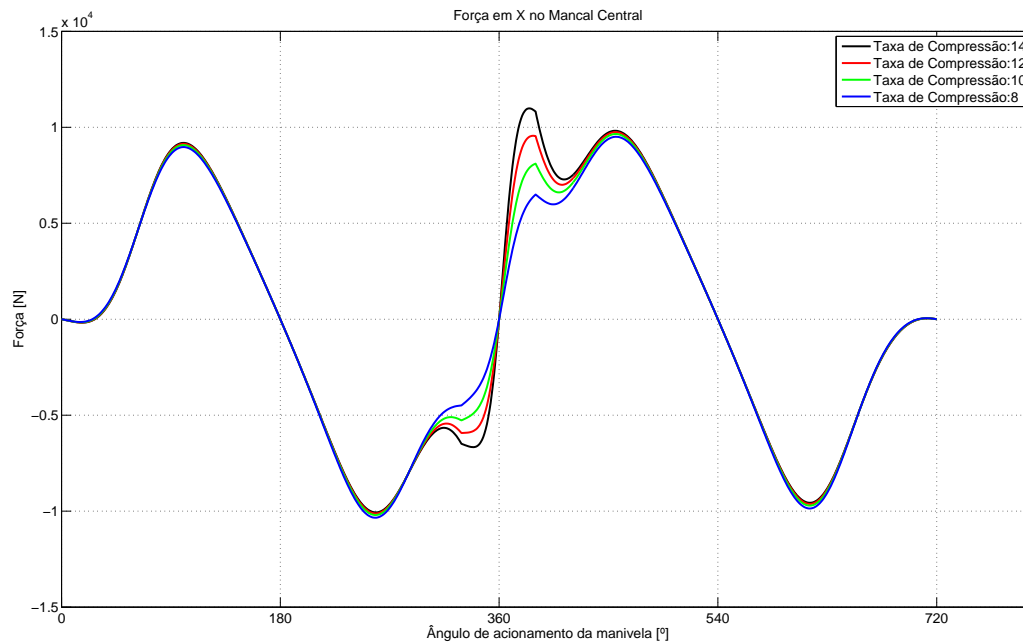
Figura 6.11: Aceleração vertical do pistão.

são praticamente independentes da taxa de compressão; e durante a etapa de combustão o aumento da taxa de compressão e um maior pico de pressão na câmara provoca aumento do módulo nas reações.

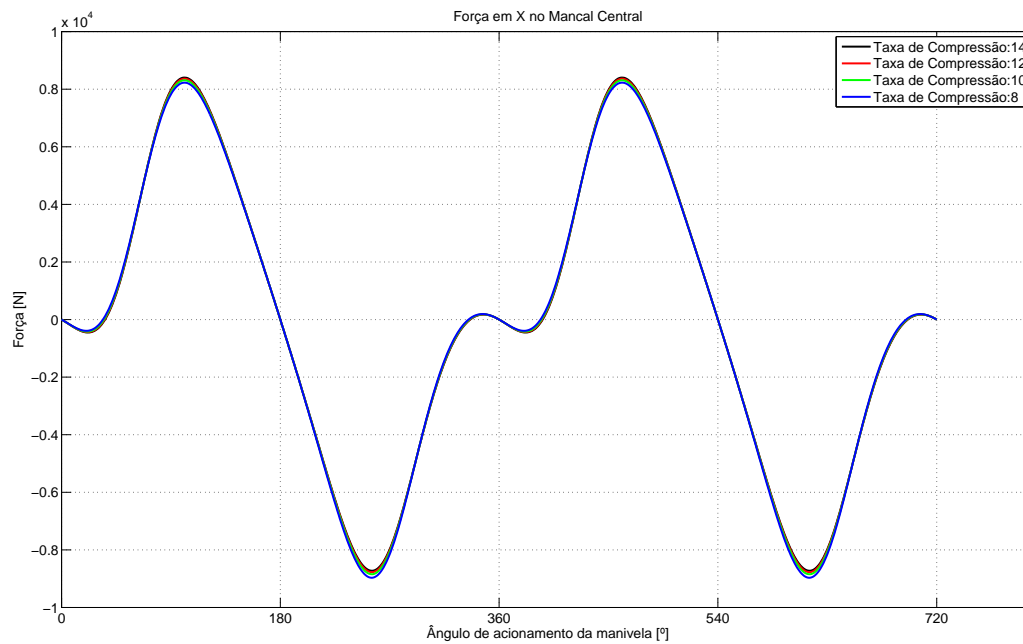
As reações na engrenagem do mecanismo, reação entre engrenagem e atuador, Figuras 6.18 para o eixo X e 6.19 para o eixo Y, e reação entre engrenagem e pistão, Figuras 6.20 para o eixo X e 6.21 para o eixo Y, evidenciam a inexistência de reações na componente $|x|$. A engrenagem foi modelada como uma esfera que rola sem deslizar e portanto, a força atuando no movimento da engrenagem é tangencial à engrenagem e localizada nos pontos de contato com atuador e pistão.

A Figura 6.22 mostra a comparação entre o torque no sistema para as diferentes taxas de compressão analisando forças geradas pela explosão da mistura no cilindro, Figura 6.22(a), e somente com atuação das forças de inércia, Figura 6.22(b). Como as demais reações da modelagem, o torque é bastante influenciada pela variação da taxa de compressão devido à curva de pressão: maiores taxa de compressões, maiores picos de torque e trabalho gerado ao longo do ciclo.

A Figura 6.23 mostra a comparação entre a força normal no pistão para as diferentes taxas de compressão com atuação das forças de inércia, Figura 6.23(b), e das forças gera-

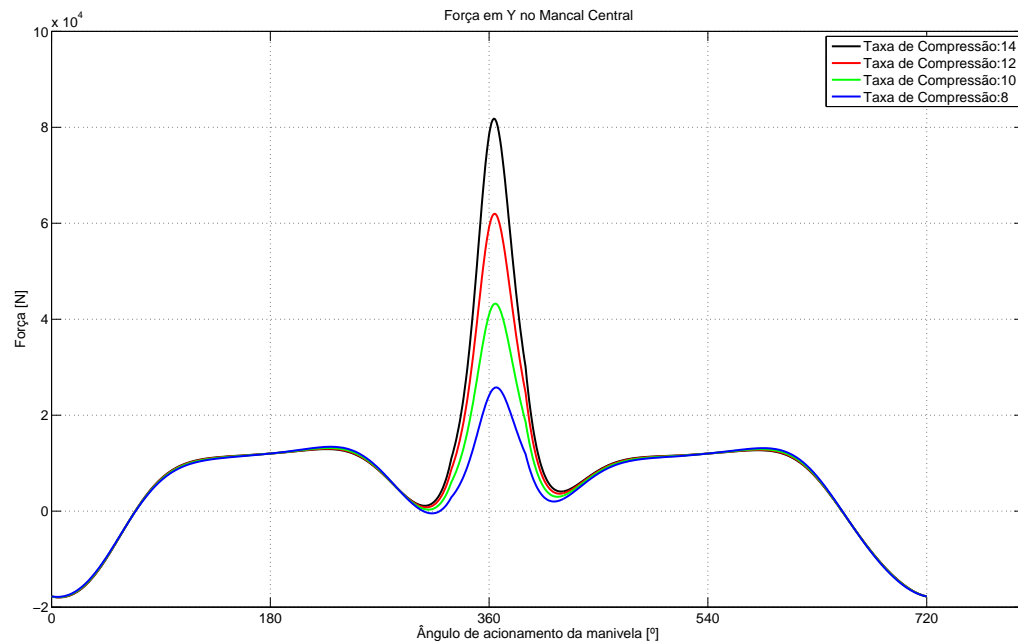


(a) Força dos gases.

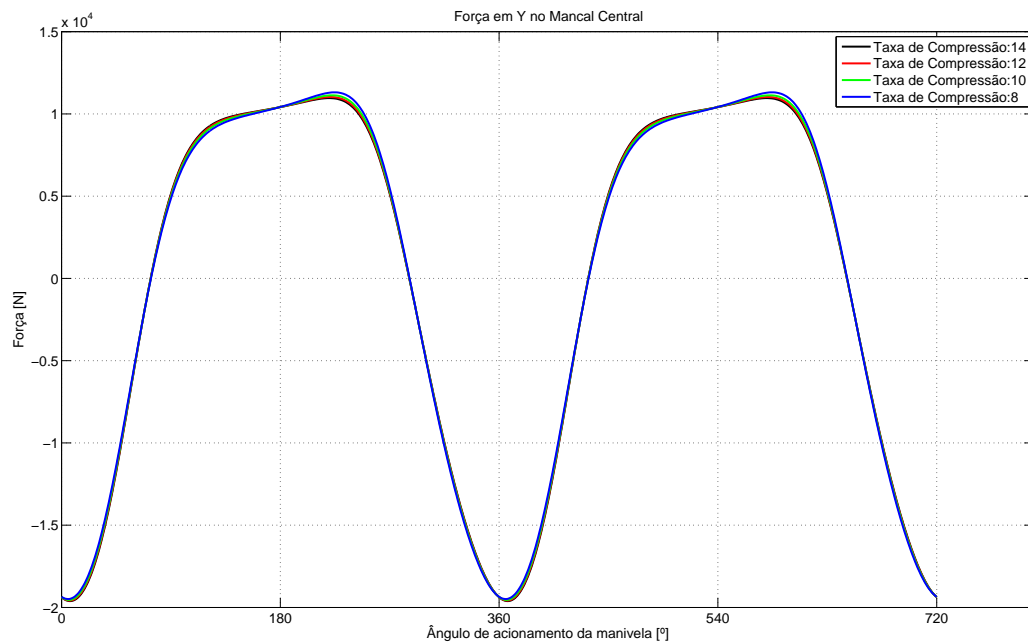


(b) Forças de inércia.

Figura 6.12: Comparação da componente horizontal no mancal central.

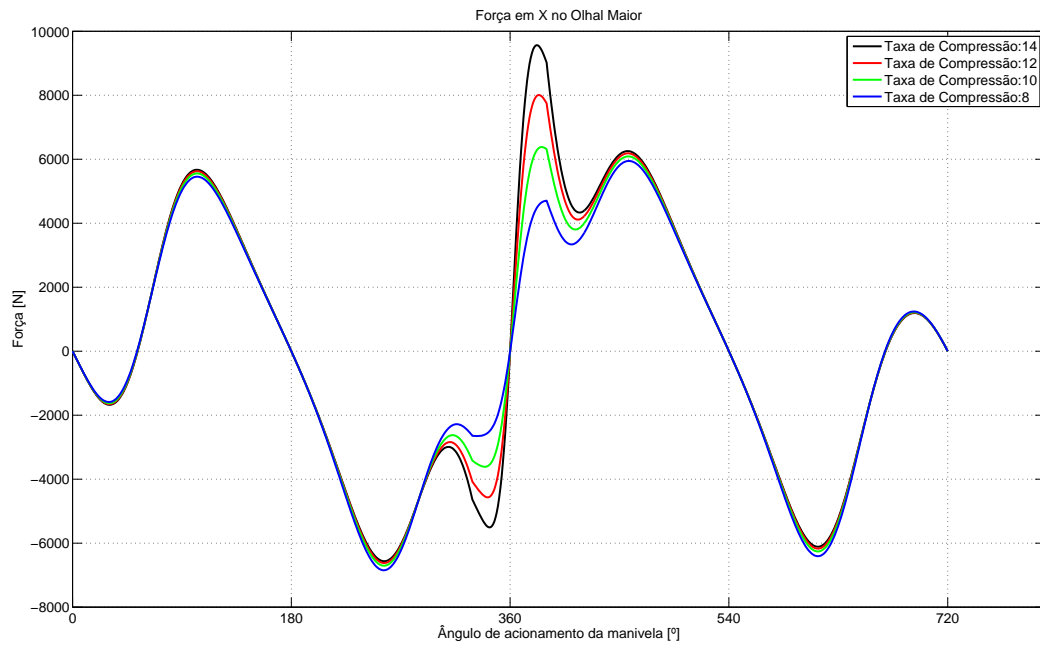


(a) Força dos gases.

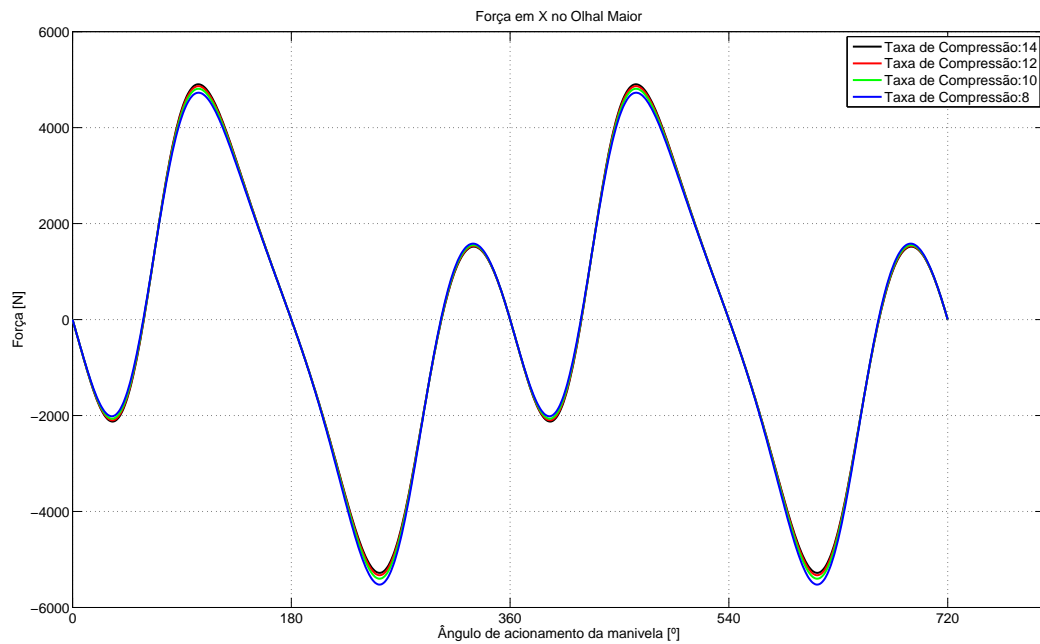


(b) Forças de inércia.

Figura 6.13: Comparação da componente vertical no mancal central.

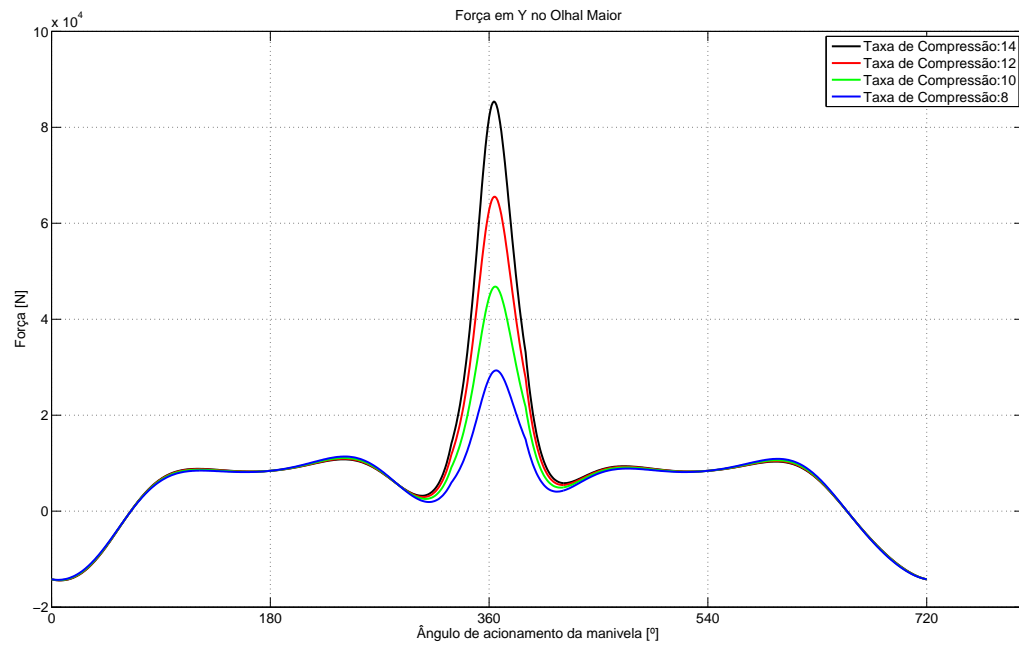


(a) Força dos gases.

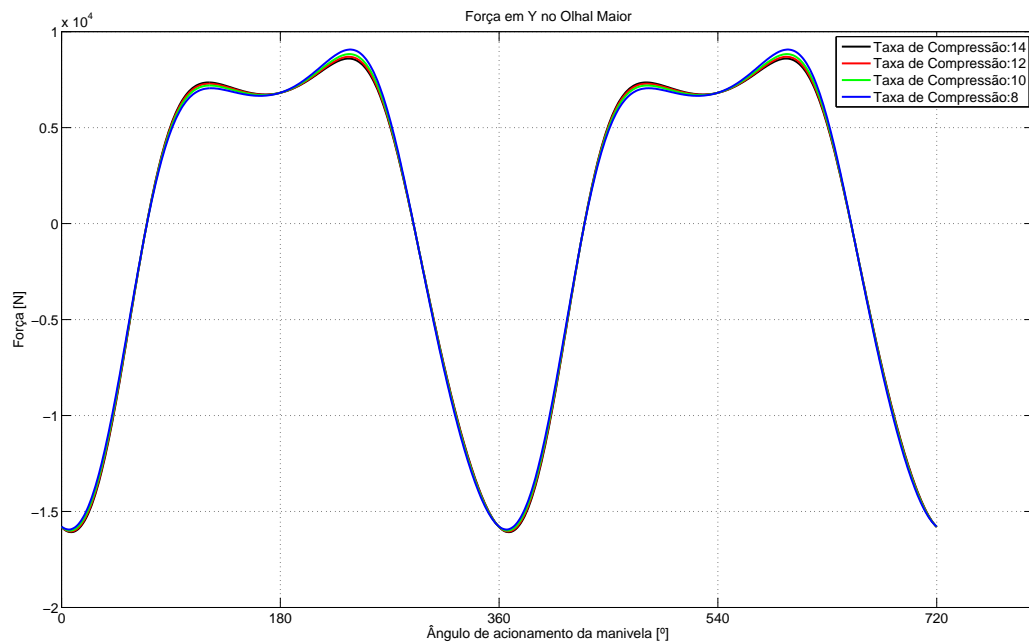


(b) Forças de inércia.

Figura 6.14: Comparação da componente horizontal no olhal maior.

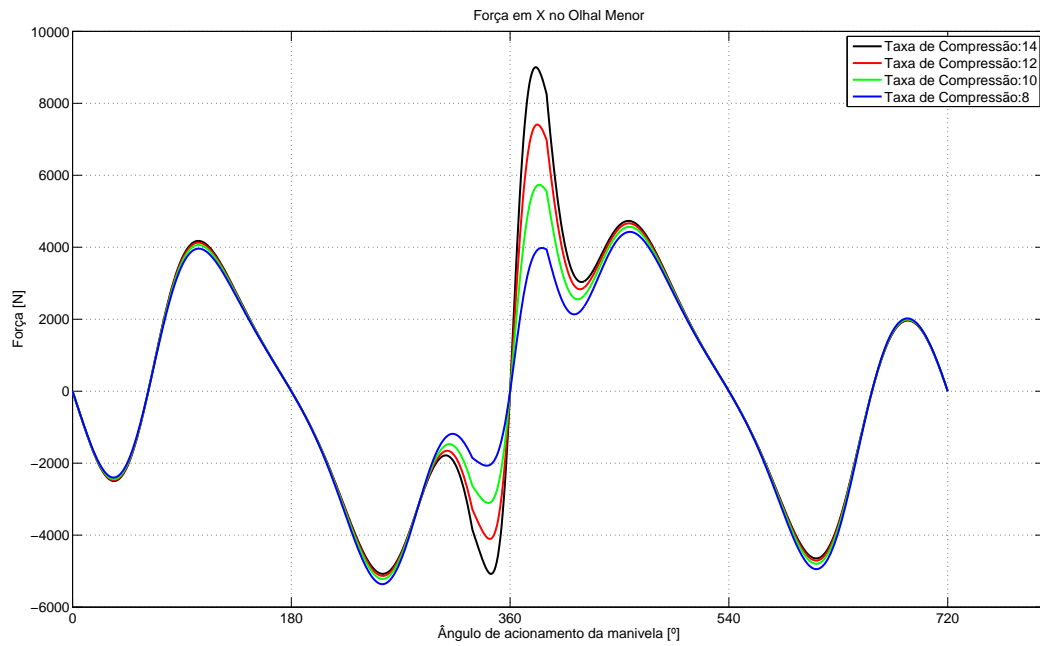


(a) Força dos gases.

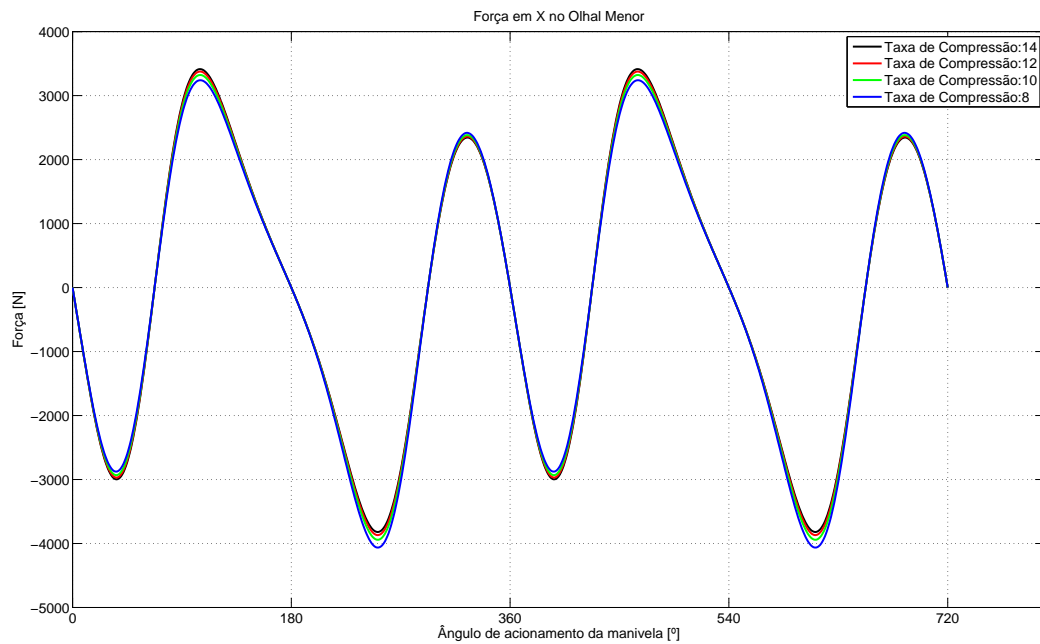


(b) Forças de inércia.

Figura 6.15: Comparação da componente vertical no olhal maior.

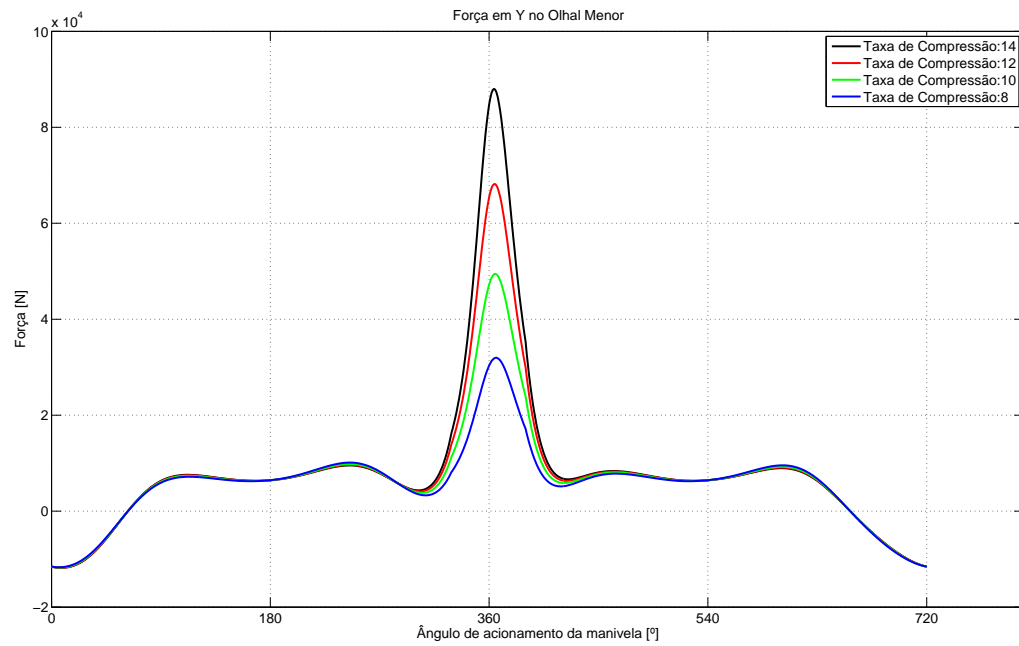


(a) Força dos gases.

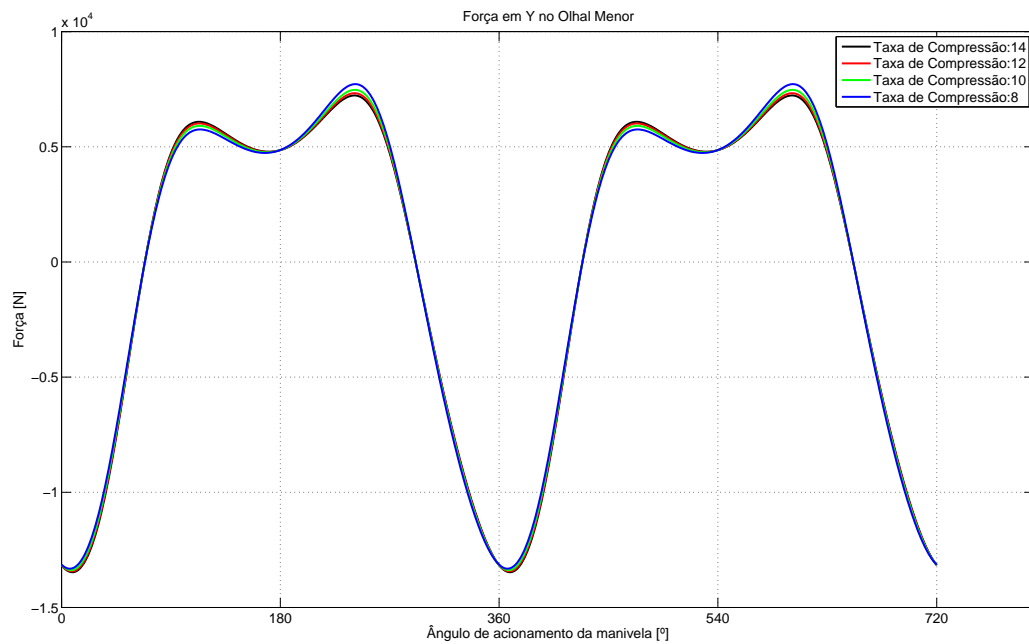


(b) Forças de inércia.

Figura 6.16: Comparação da componente horizontal no olhal menor.

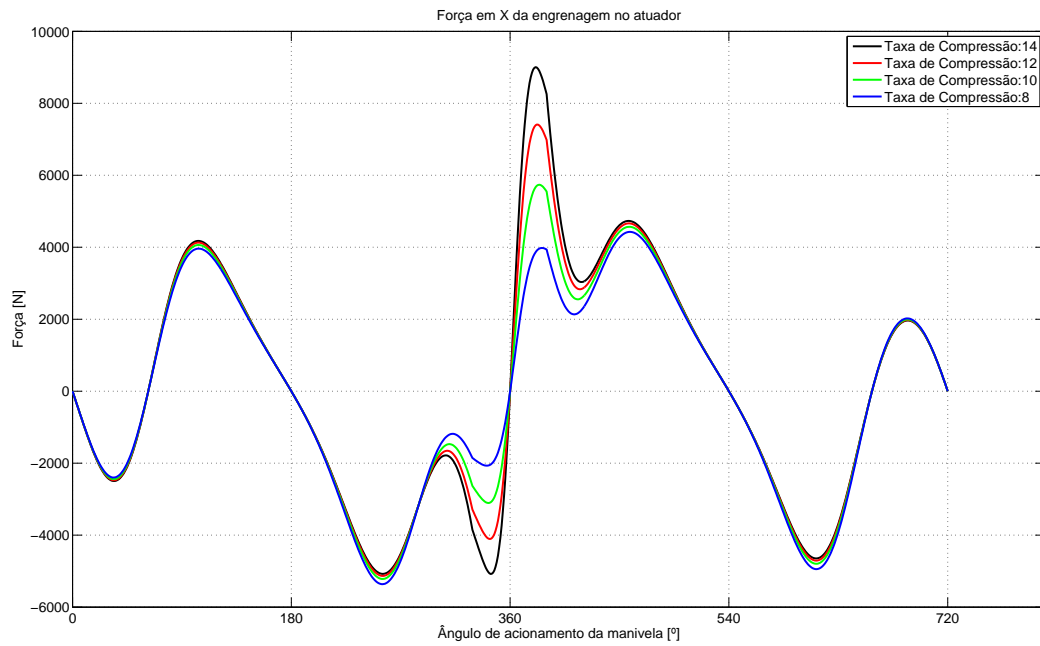


(a) Força dos gases.

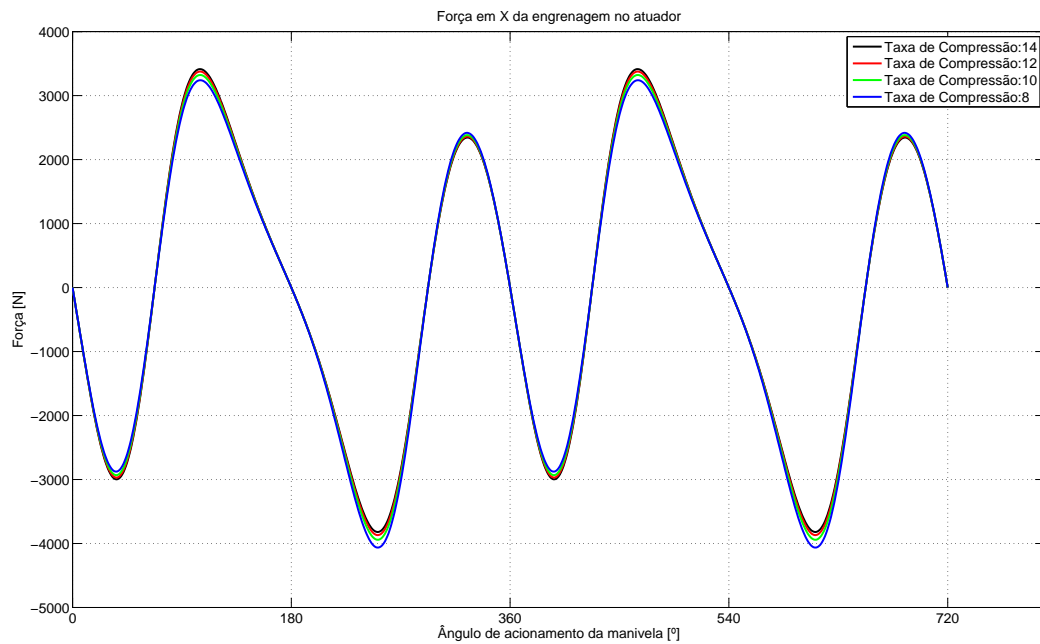


(b) Forças de inércia.

Figura 6.17: Comparação da componente vertical no olhal menor.

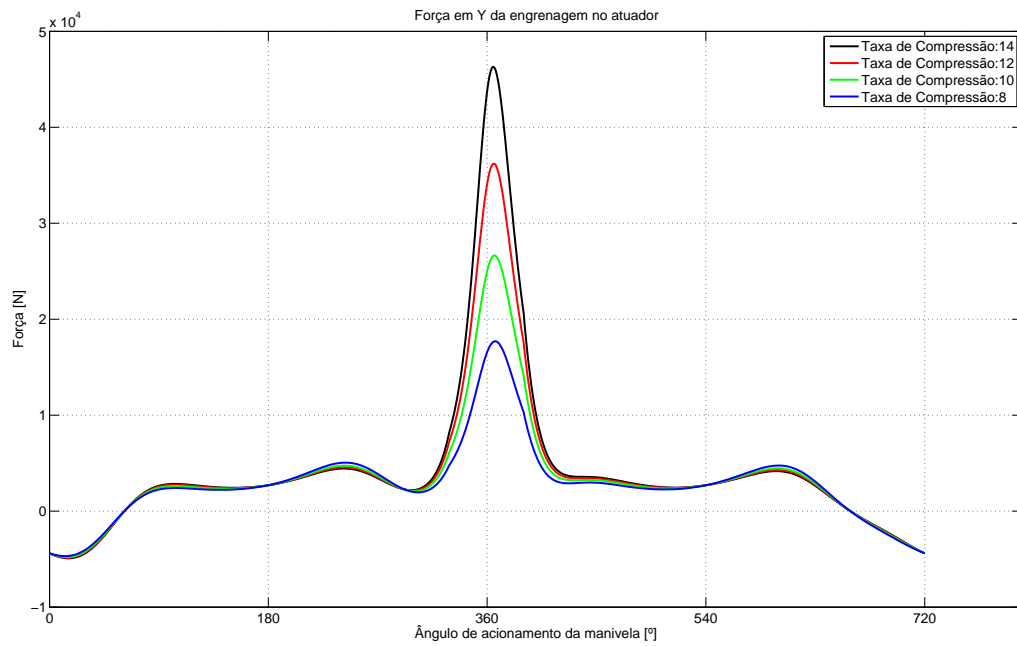


(a) Força dos gases.

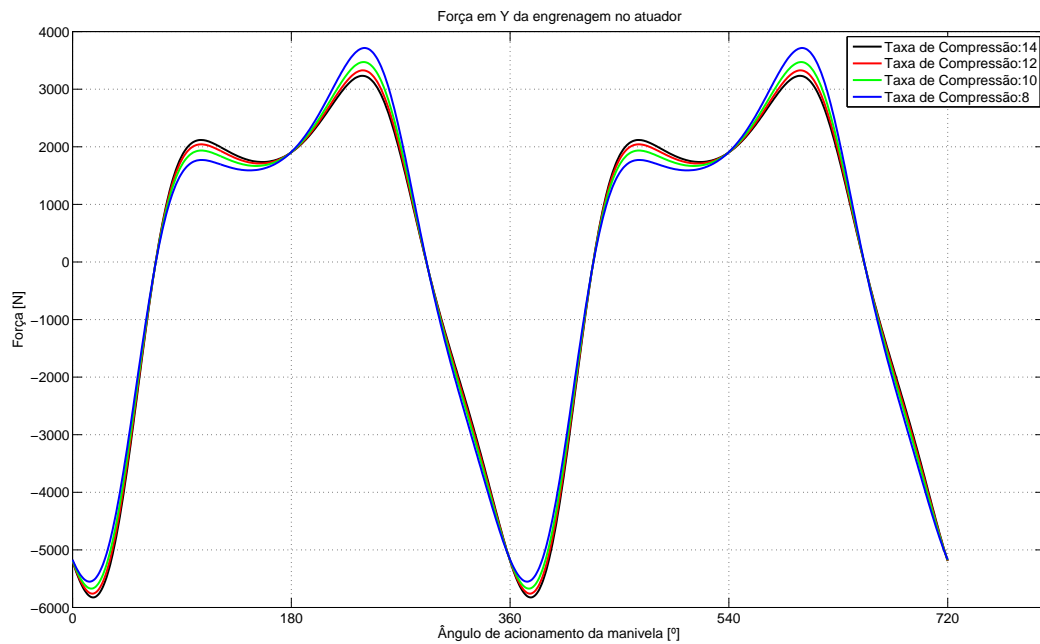


(b) Forças de inércia.

Figura 6.18: Comparação da componente horizontal no contato entre engrenagem e atuador.

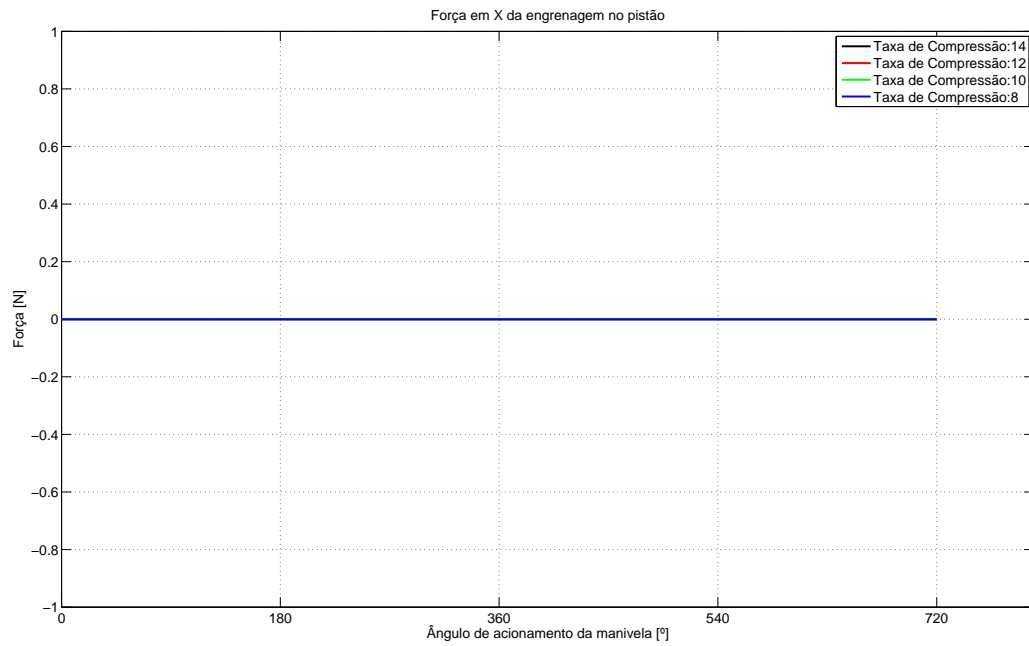


(a) Força dos gases.

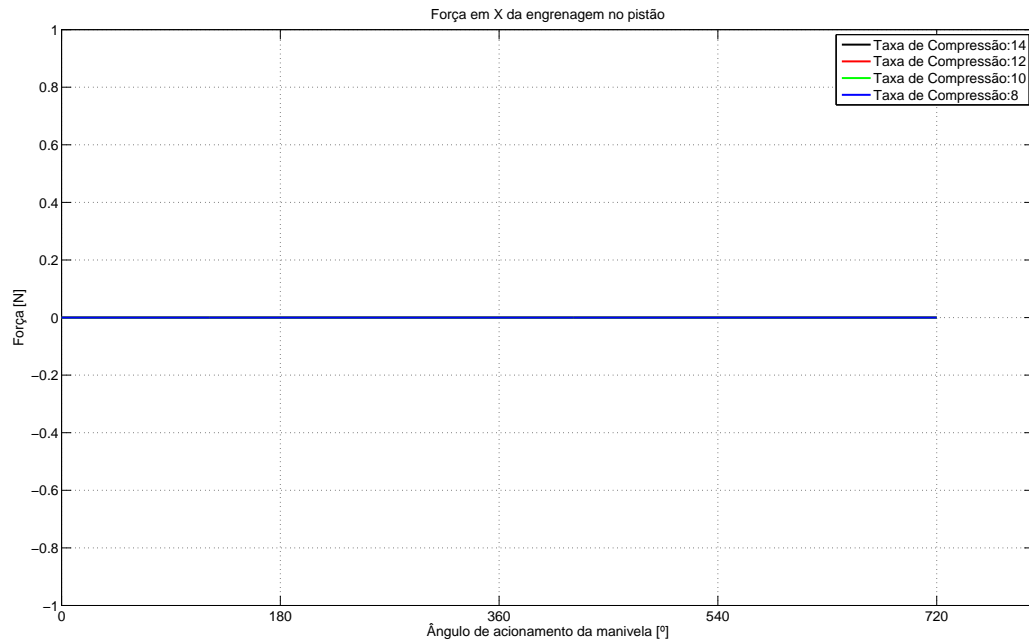


(b) Forças de inércia.

Figura 6.19: Comparação da componente vertical no contato entre engrenagem e atuador.

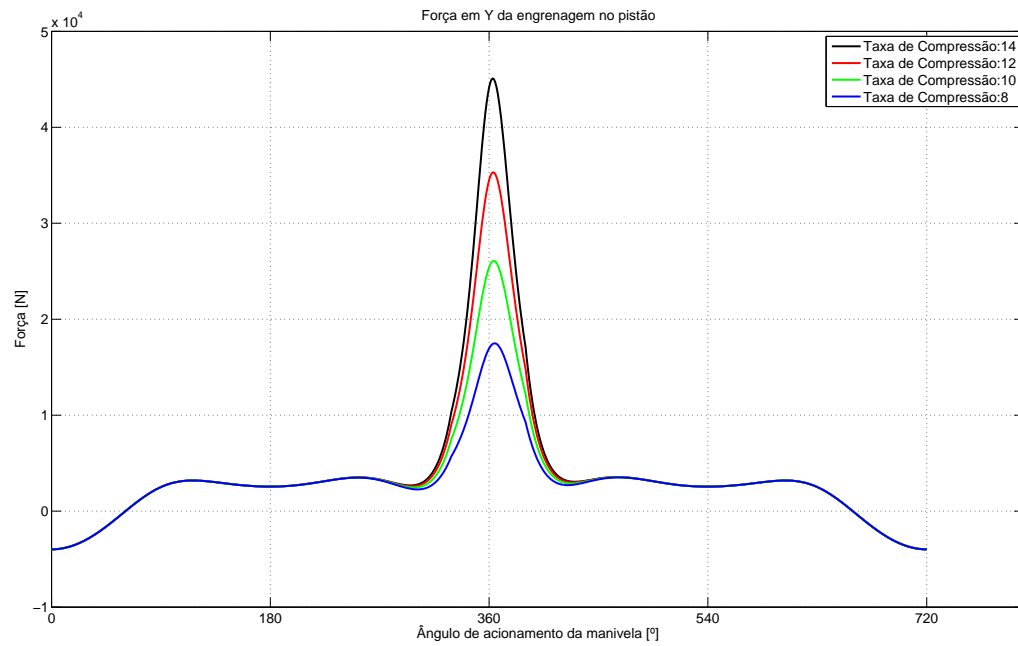


(a) Força dos gases.

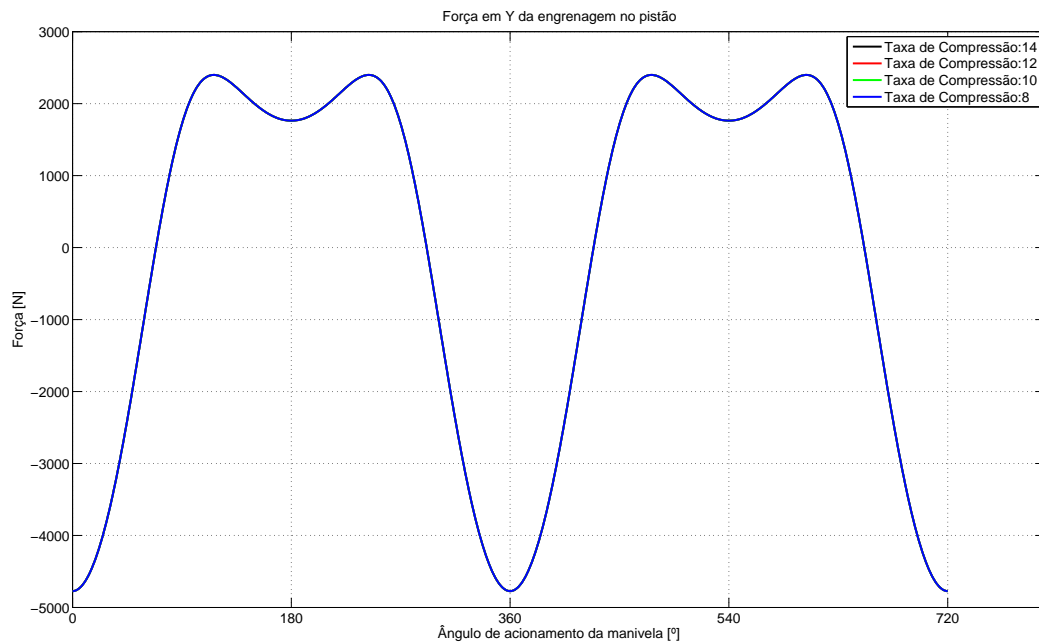


(b) Forças de inércia.

Figura 6.20: Comparação da componente horizontal no contato entre engrenagem e atuador.

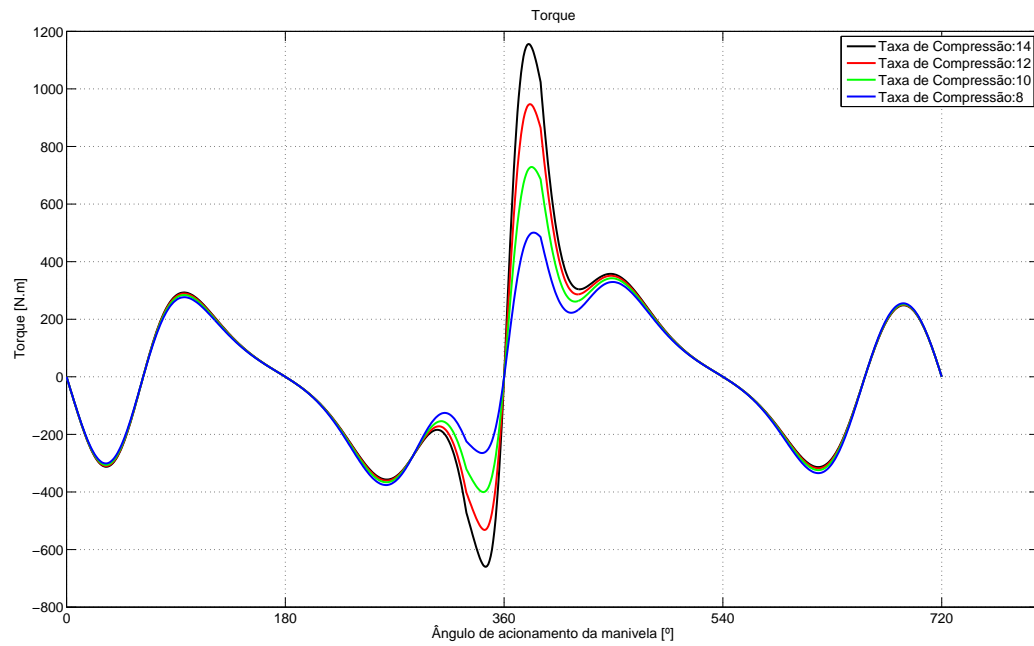


(a) Força dos gases.

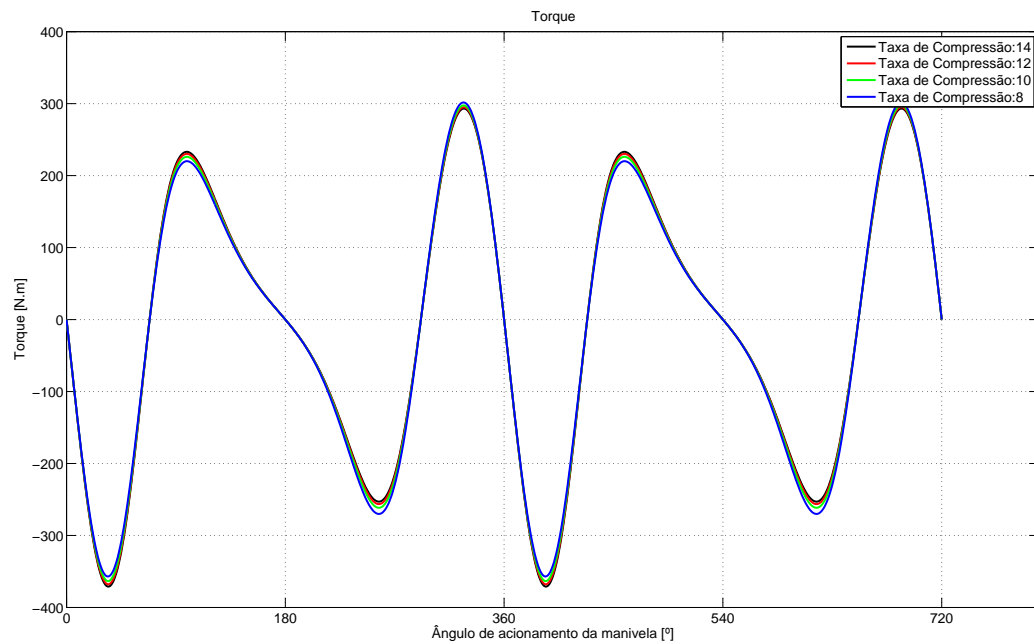


(b) Forças de inércia.

Figura 6.21: Comparação da componente vertical no contato entre engrenagem e pistão.



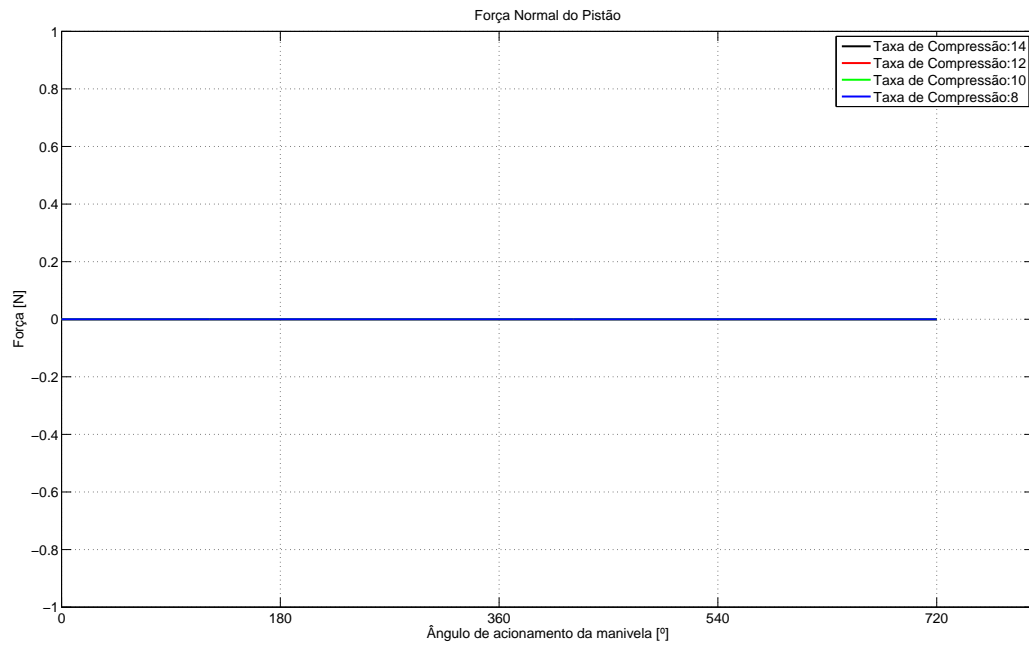
(a) Força dos gases.



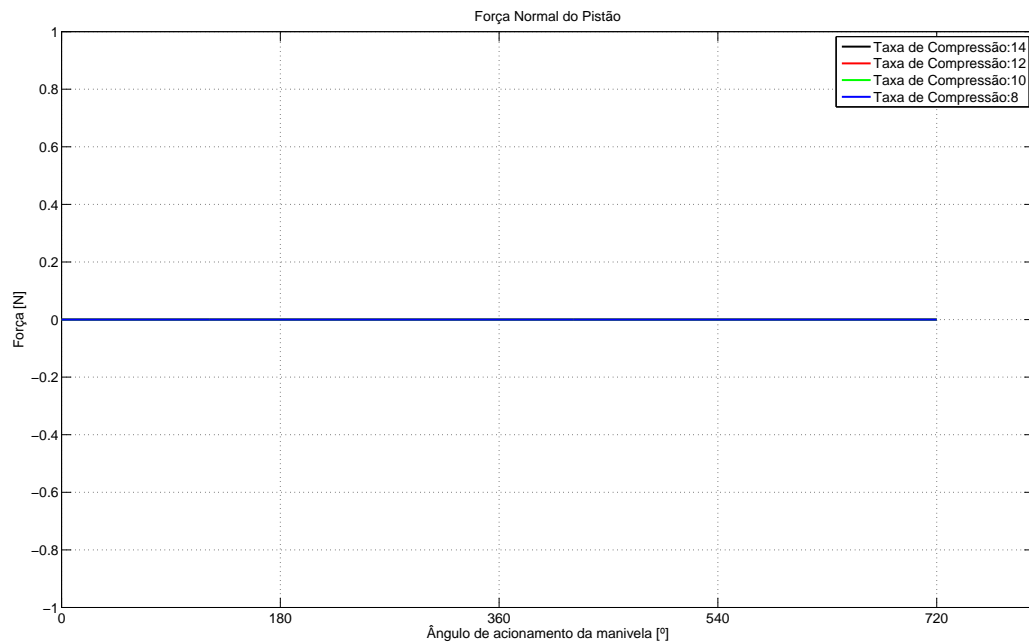
(b) Forças de inércia.

Figura 6.22: Comparação do torque.

das pela explosão da mistura no cilindro, Figura 6.23(a). Como esperado pela modelagem apresentada no Capítulo 5, a força normal no pistão é nula. Isto resulta em menores perdas por atrito no pistão, danos nos anéis e perdas de pressão dentro da câmara de combustão, aumentando a eficiência energética do motor.



(a) Força dos gases.



(b) Forças de inércia.

Figura 6.23: Comparação da força normal no pistão.

7 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

7.1 Metodologia Utilizada e Apresentação dos Resultados

Para conhecermos com maior precisão a influência dos parâmetros de projeto - como raio de manivela, diametro do pistão, comprimento de biela - sobre a dinâmica do motor, realizou-se um estudo de sensibilidade para os modelos SVC Saab e MCE-5. O estudo foi realizado a partir da modelagem pelas equações de Newton-Euler para diferentes taxas de compressão.

Foram realizadas cinco diferentes análises de sensibilidade considerando os dados dos mecanismos apresentados nos Capítulos 4 e 5 considerando modelagem de curva de pressão analítica. Para cada análise foram obtidos os dados relativos ao trabalho realizado pelo torque, torque máximo e ângulo da manivela (θ) no qual o torque é máximo. Além disso, foram obtidos os gráfico de torque, força sobre a parede do cilindro, reações no mancal central, olhal maior e menor da biela e força resultante na biela.

Neste capítulo é apresentado apenas uma das análises realizadas, referente à variação do raio de manivela. As demais análises serão apresentadas nos Apêndice A, para a modelagem do motor SVC Saab, e Apêndice B, para a modelagem MCE-5.

7.2 Modelagem SVC Saab

7.2.1 Variação do Raio de Manivela

Neste estudo variou-se apenas o raio de manivela, com isso a relação λ cresce proporcionalmente ao raio, o curso do pistão é alterado e a cilindrada, definida pela equação (7.1), aumenta. No estudo foi alterada a taxa de compressão no motor - foram consideradas quatro taxas de compressão, 14:1, 12:1, 10:1 e 8:1 - afim de analisar a influência da variação do raio de manivela concomitantemente com a variação da taxa de compressão.

$$V_{cil} = 2r\left(\pi \frac{D_p^2}{4}\right) \quad (7.1)$$

Os parâmetros utilizados na análise são apresentados na Tabela 7.1.

Tabela 7.1: Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 3

	80%	90%	Original	110%	120%	130%
Raio da manivela [m]	0,0516	0,05805	0,0645	0,0710	0,0774	0,0839

A partir dos dados gerados pelo programa em Matlab, obtiveram-se os valores máximos da curvas de torque na manivela para o casos em que foi usada a curva real de pressão com seus respectivos ângulos de manivela. Também foi obtido o trabalho realizado através do cálculo das áreas debaixo dessas curvas a partir da aproximação da integral pela área dos retângulos circunscritos. Estes dados são apresentados nas Tabelas 7.2, 7.3, 7.4 e 7.5.

A seguir são apresentados os gráficos obtidos na análise, considerando apenas duas taxas de compressão (14:1 e 8:1). As Figuras 7.1 e 7.1 se referem a aceleração vertical do pistão. Já as Figuras 7.2 e 7.6 demonstram como o torque no sistema é influenciado pelo parâmetro raio de manivela. A modelagem dinâmica é mostrada nas Figuras 7.3 e 7.7 por meio da força na parede do cilindro e nas Figuras 7.4 e 7.8 por meio da força resultante na biela.

Pelos gráficos de aceleração - Figuras 7.1 e 7.5 - no pistão percebemos que o parâmetro raio de manivela tem grande influência na cinemática do mecanismo. Além disso, esta in-

fluência e os valores de picos da aceleração são praticamente independentes da taxa de compressão do motor.

O torque do sistema é proporcional ao raio de manivela, e pode ser definido pela equação (7.2). Assim o torque máximo e o trabalho ao longo do ciclo devem variar proporcionalmente em relação ao raio de manivela. Isto pode ser demonstrado nas Figuras 7.2 e 7.6 e principalmente nas tabelas. Percebe-se que os valores de torque máximo e trabalho são aproximadamente proporcionais ao raio, principalmente para a taxa de compressão de 14:1, caso em que não há inclinação do cabeçote.

$$Torque = F_{alternada} r_{manivela} \quad (7.2)$$

Com relação a força exercida na parede do cilindro, Figuras 7.3 e 7.7, percebe-se que os picos aumentam com o incremento do raio de manivela, a influência ocorre principalmente nas etapas não dominadas pela componente de pressão e nestas etapas, é independente da taxa de compressão.

Pelas Figuras 7.4 e 7.8 percebe-se que a influência do parâmetro raio de manivela na etapa de combustão (próximo a $\theta = 360^\circ$) é dependente da taxa de compressão, sendo que esta influência é maior em baixas taxas de compressão e o incremento dos parâmetros diminui os valores da força resultante na biela. Em etapas não dominadas pela componente da pressão a influência do raio de manivela é independente da taxa de compressão e o incremento dos parâmetros eleva os valores da força resultante na biela.

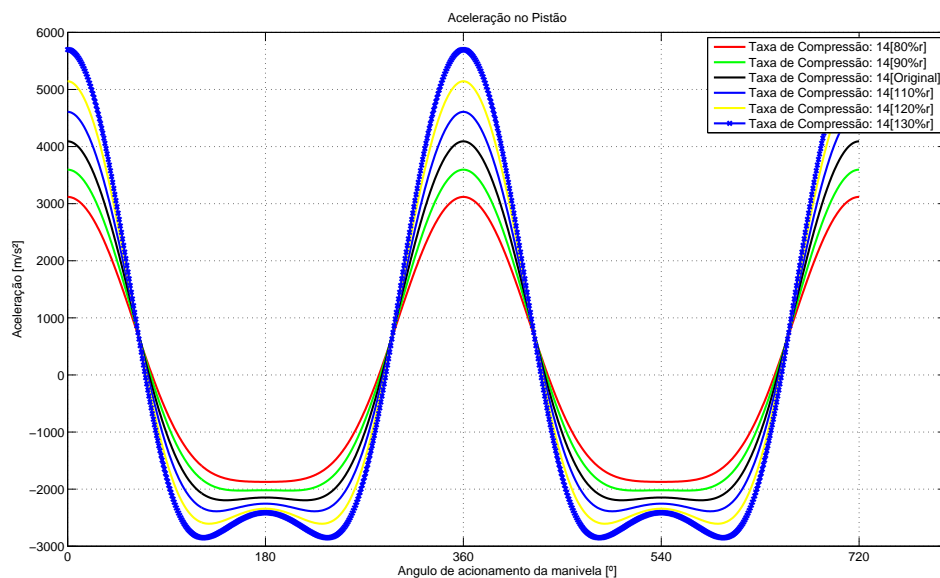


Figura 7.1: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.

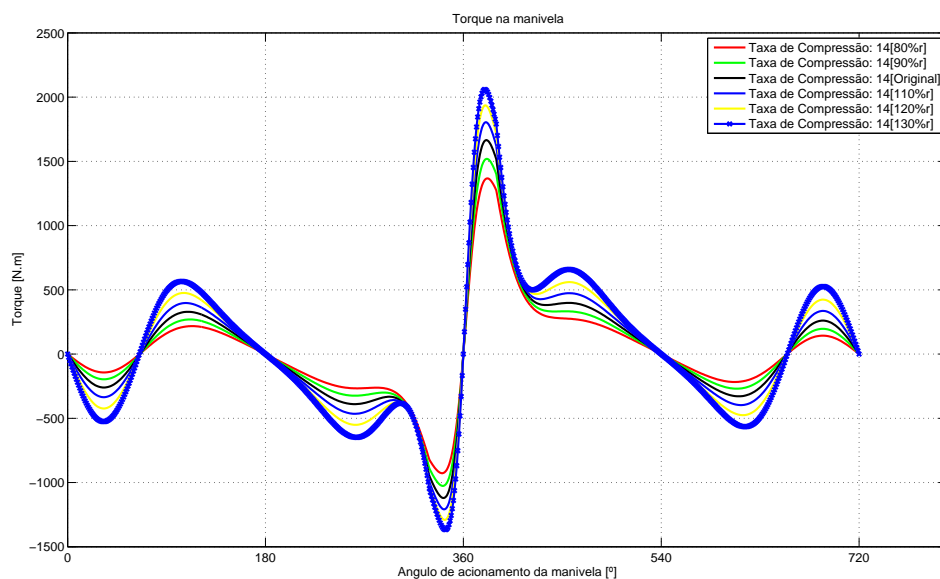


Figura 7.2: Torque na manivela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.

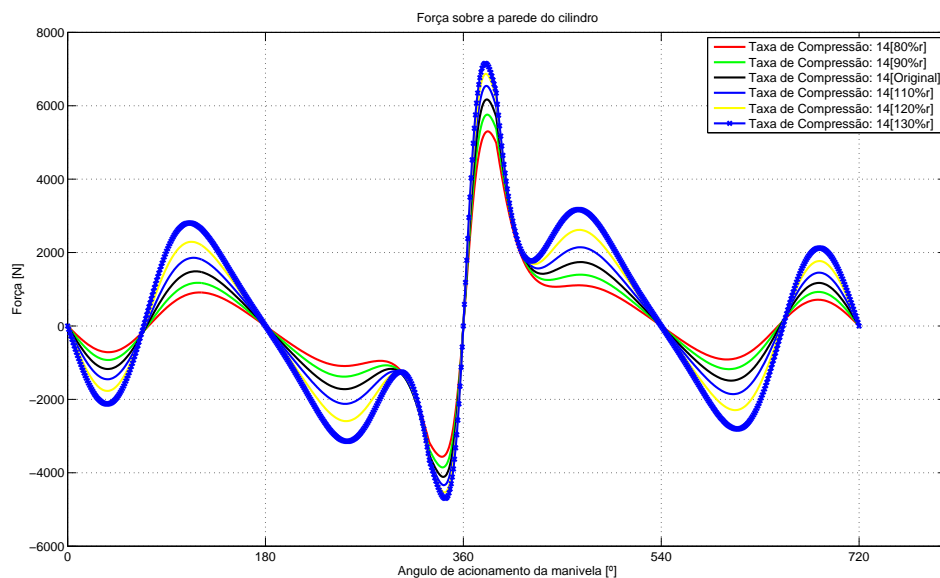


Figura 7.3: Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.

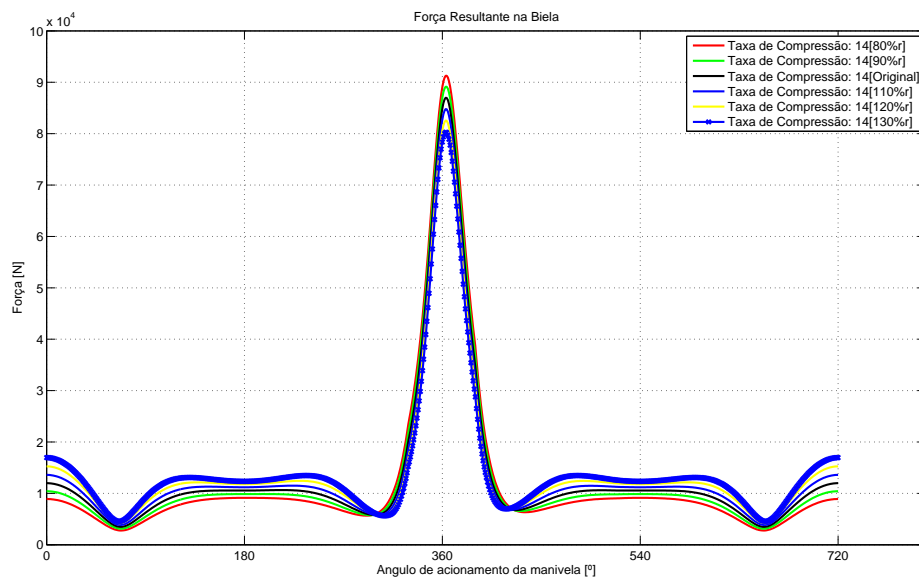


Figura 7.4: Força resultante na biela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.

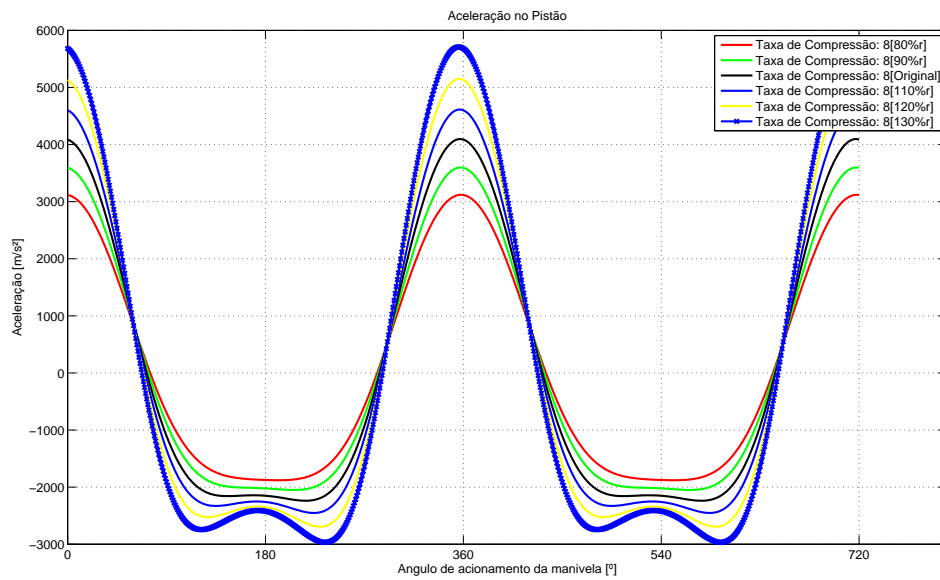


Figura 7.5: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.

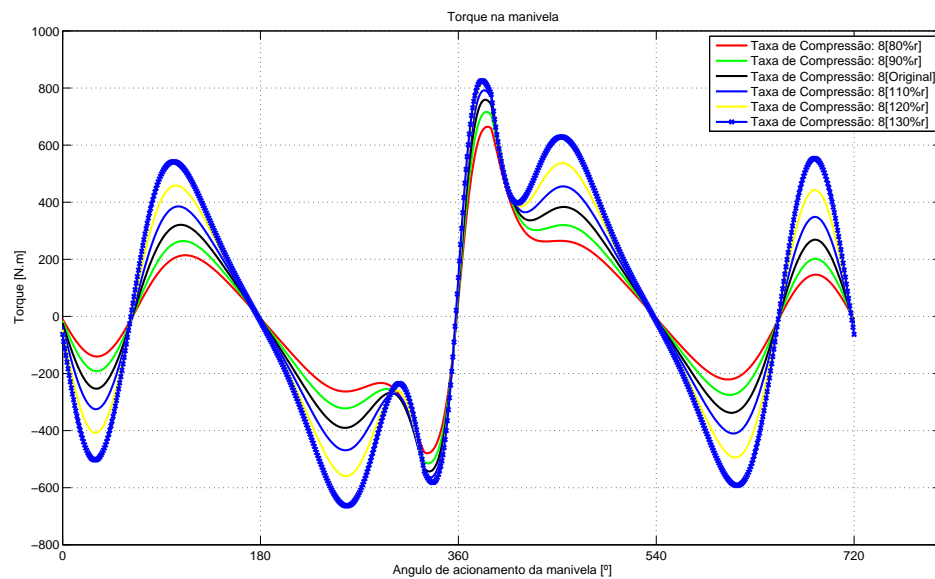


Figura 7.6: Torque na manivela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.

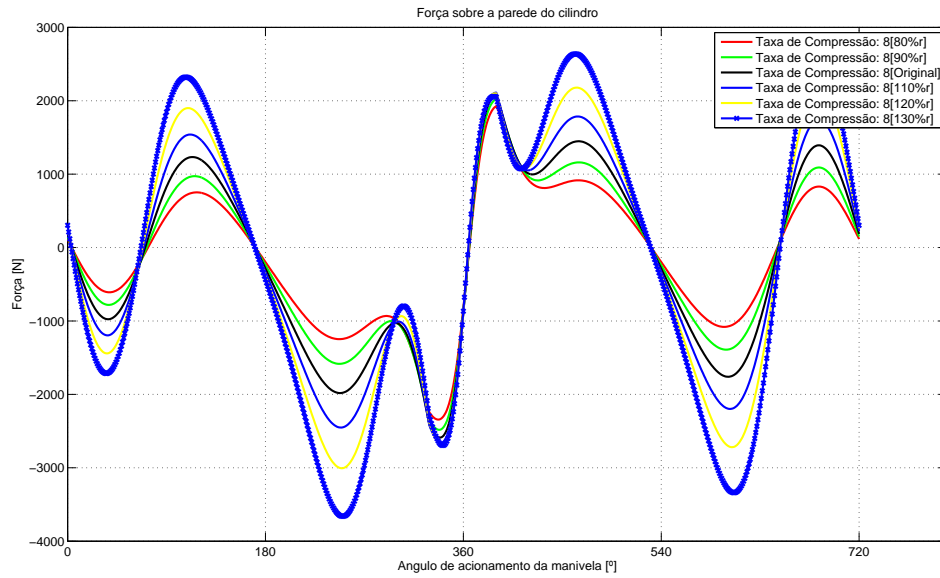


Figura 7.7: Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.

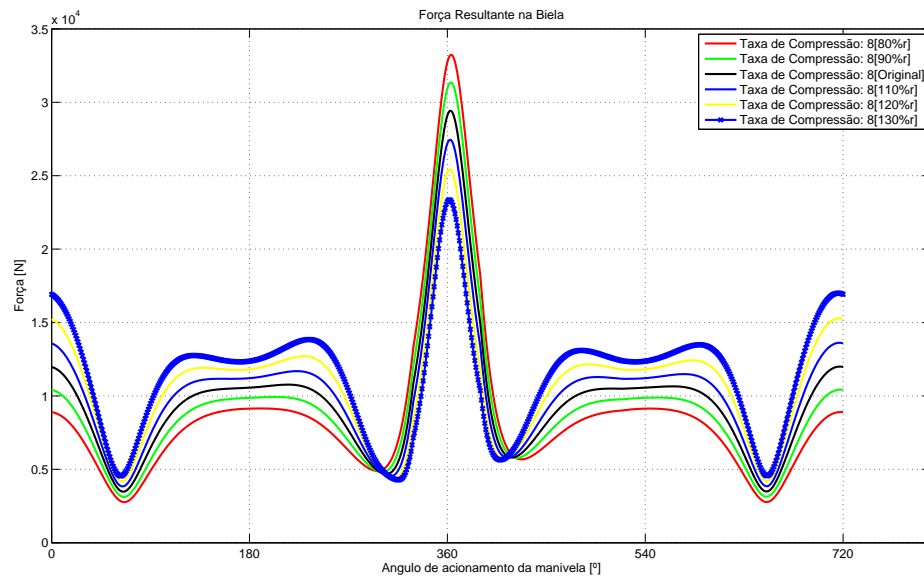


Figura 7.8: Força resultante na biela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.

Tabela 7.2: Taxa de Compressão 14:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1367,7	1519,5	1665,7	1804,1	1936,5	2059,4
	Ângulo de torque máximo [°]	383	382	382	381	381	381
	Trabalho [J]	284,34	319,3	354,13	388,84	423,3	457,89

Tabela 7.3: Taxa de Compressão 12:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1137,6	1256,5	1368,7	1472,5	1567,8	1653,9
	Ângulo de torque máximo [°]	384	383	383	382	382	381
	Trabalho [J]	235,43	262,87	289,81	316,27	342,33	368,07

Tabela 7.4: Taxa de Compressão 10:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	902,66	988,47	1065,9	1124,3	1192,8	1241,6
	Ângulo de torque máximo [°]	385	385	384	383	383	382
	Trabalho [J]	184,76	204,45	223,31	241,41	258,93	276,1

Tabela 7.5: Taxa de Compressão 8:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	664	716,02	758,85	791,81	814,27	825,63
	Ângulo de torque máximo [°]	387	387	386	385	384	382
	Trabalho [J]	132,44	144,23	154,89	164,65	173,85	183

7.3 Modelagem MCE-5

7.3.1 Variação do Raio de Manivela

Neste estudo variou-se apenas o raio de manivela, com isso a relação λ cresce proporcionalmente ao raio, o curso do pistão é alterado e a cilindrada, definida pela equação (7.1), aumenta. No estudo foi alterada a taxa de compressão no motor - foram consideradas quatro taxas de compressão, 14:1, 12:1, 10:1 e 8:1 - afim de analisar a influência da variação do raio de manivela concomitantemente com a variação da taxa de compressão.

Os parâmetros utilizados na análise são apresentados na Tabela 7.6.

Tabela 7.6: Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 3

	80%	90%	Original	110%	120%	130%
Raio da manivela [m]	0,0336	0,0378	0,042	0,0462	0,0504	0,0546

Os dados gerados pela análise, incluindo os valores máximos de torque na manivela, ângulo de manivela no qual ocorre o pico de torque e o trabalho realizado pelo torque ao longo do ciclo são apresentados nas Tabelas 7.7, 7.8, 7.9 e 7.10

Quanto maior o raio de manivela, maior o deslocamento do pistão. Sendo a velocidade de rotação da manivela constante, o pistão deve ter uma aceleração maior. Pelos gráficos de aceleração do pistão, Figuras 7.9 e 7.12, percebemos que o parâmetro raio de manivela tem grande influência na cinemática do mecanismo como esperado. A variação da taxa de compressão não influencia na cinemática do mecanismo, isto pode ser confirmado comparando as análises de sensibilidades para diferentes taxas de compressão, como 8:1 e 14:1: os resultados são idênticos.

Análise análoga ao motor SVC pode ser realizada aqui: o torque do mecanismo - Figuras 7.10 e 7.13 - é proporcional ao raio de manivela e definido pela equação (7.2). Entretanto, percebe-se que, para taxas de compressão menores (8:1 e 10:1), as perdas de torque por inércia são proporcionais ao raio de manivela e superam o torque "positivo" gerado pela combustão. Nestes casos o trabalho do mecanismo é negativo.

As Figuras 7.11 e 7.14, apresentam os resultados da análise da sensibilidade para a força resultante na engrenagem. Percebe-se que o parâmetro raio de manivela têm grande influência nas fases não dominadas pela curva de pressão. Este fenômeno pode ser observado na Figura 7.14, na qual a componente de pressão é menor; há grande variação da força resultante em fases dominadas pela componente de inércia.

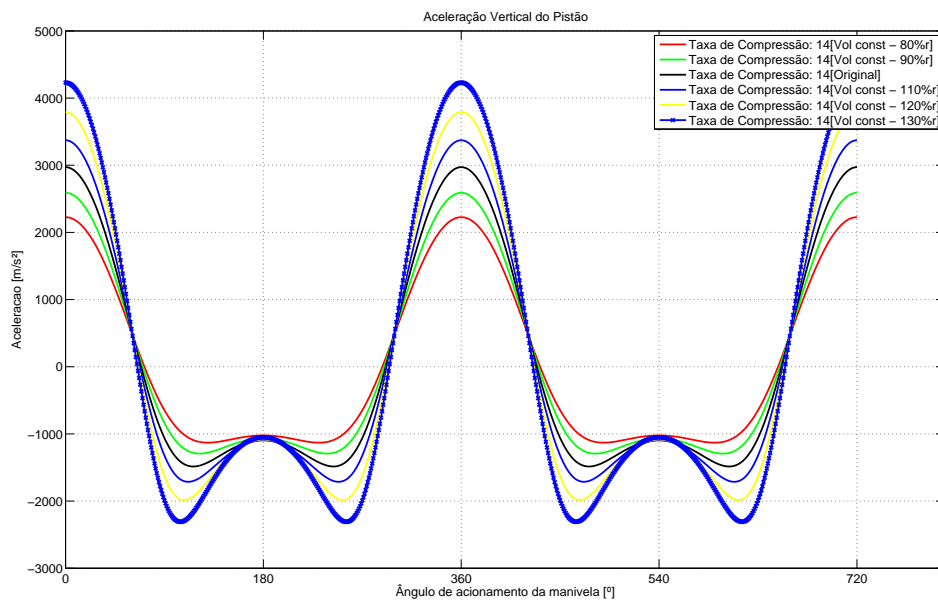


Figura 7.9: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.

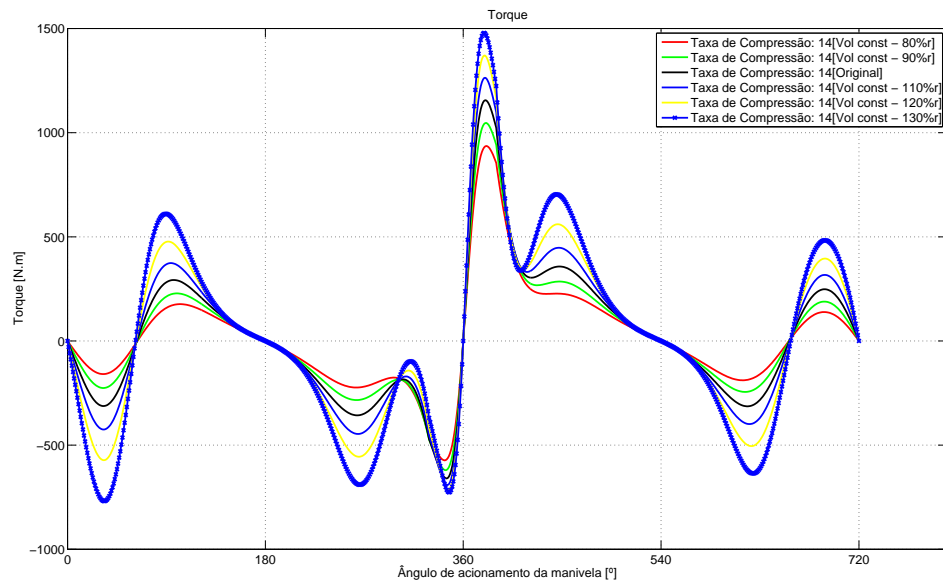


Figura 7.10: Torque na manivela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.

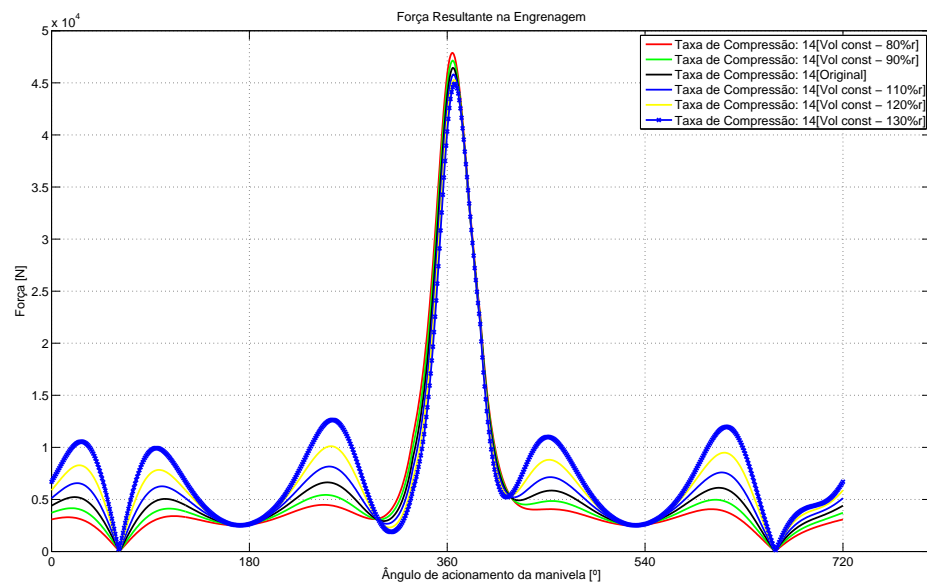


Figura 7.11: Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 14:1.

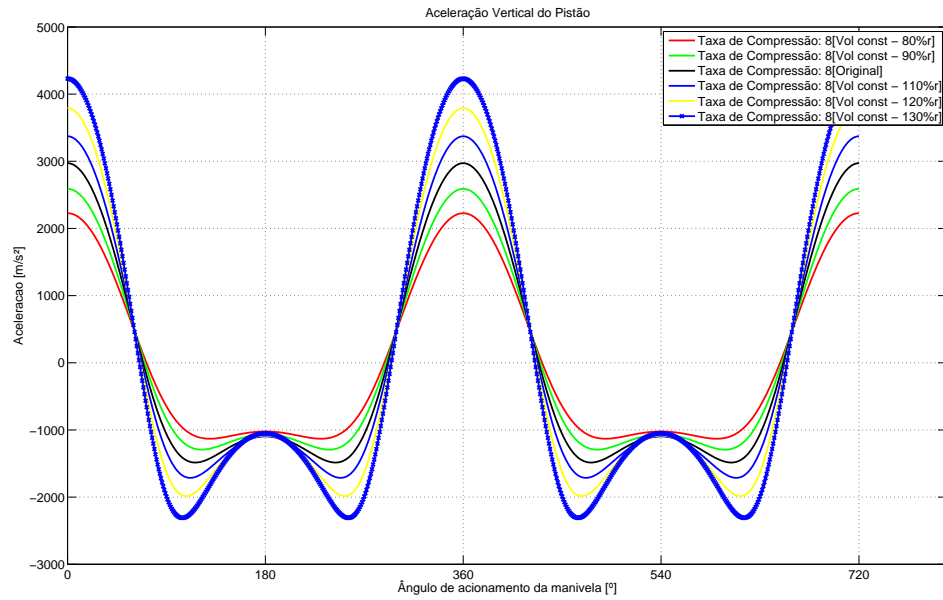


Figura 7.12: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.

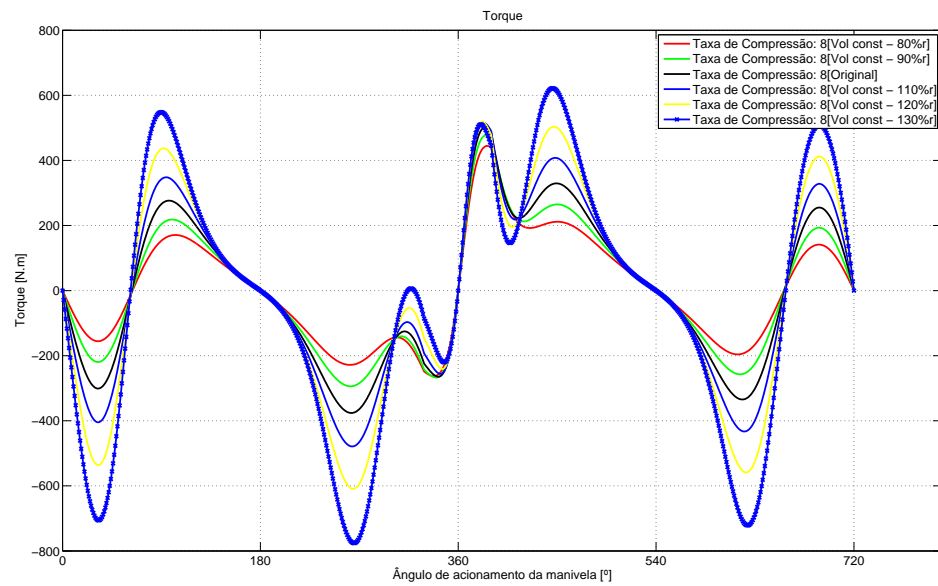


Figura 7.13: Torque na manivela variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.

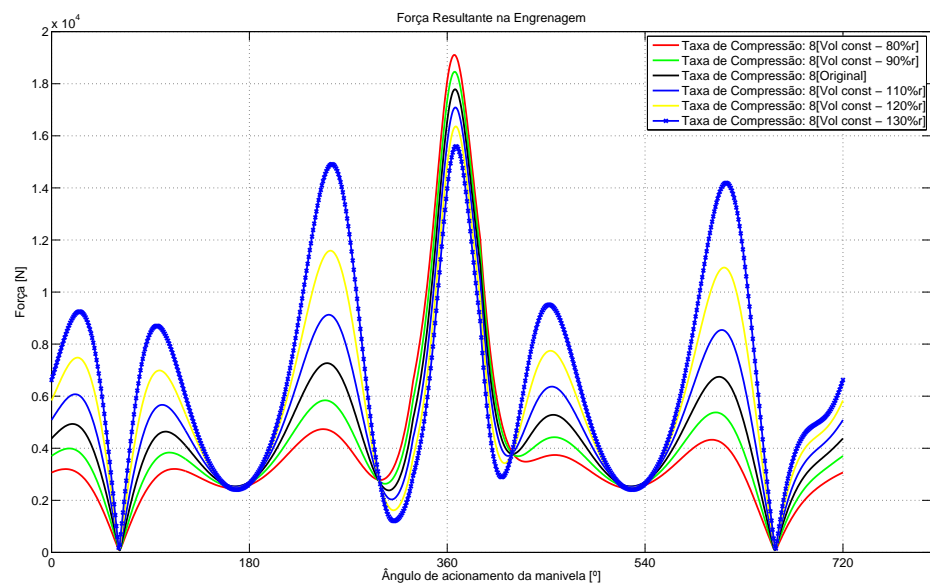


Figura 7.14: Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r - Taxa de Compressão 8:1.

Tabela 7.7: Taxa de Compressão 14:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	936,1	1146,7	1156	1263,8	1370,6	1479,3
	Ângulo de torque máximo [°]	382	382	381	381	380	380
	Trabalho [J]	210,65	236,33	258,47	274,52	280,6	270,48

Tabela 7.8: Taxa de Compressão 12:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	778,38	864,72	947,04	102,55	109,96	116,99
	Ângulo de torque máximo [°]	383	383	382	382	381	381
	Trabalho [J]	167,26	181,72	189,74	187,94	171,16	131,76

Tabela 7.9: Taxa de Compressão 10:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	614,84	674,76	728,72	776,08	815,63	846,57
	Ângulo de torque máximo [°]	385	384	384	383	382	381
	Trabalho [J]	118,51	119,52	110,48	86,81	41,95	-33,92

Tabela 7.10: Taxa de Compressão 8:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	444,43	476,87	500,9	515,39	519,13	621,93
	Ângulo de torque máximo [°]	387	386	385	384	383	447
	Trabalho [J]	61,97	46,02	14,91	-37,62	-120,47	-246,71

8 CONCLUSÃO E PERSPECTIVA PARA TRABALHOS FUTUROS

Mecanismos que variam um parâmetro intrínseco ao projeto de motores, a taxa de compressão, durante seu funcionamento foram estudados neste trabalho. Seus objetivos e fatores que corroboram sua utilização foram apresentados. Além disso foram apresentadas uma modelagem análisa para cálculo da Curva de Pressão, e as modelagens cinemática e dinâmica dos mecanismo com taxa de compressão variável SVC Saab e MCE-5.

A modelagem de curva de pressão utilizada, Fração de Massa Queimada, apresentou resultados coerentes ao esperado. Foi necessário modelar a função volume dependente da variável de controle da taxa de compressão para ambos mecanismos, visto que a modelagem da curva de pressão é dependente do volume. Os resultados apresentados mostraram que o pico de pressão é proporcional à taxa de compressão. Portanto conforme esperado o pico de pressão é inversamente proporcional ao volume deslocado pelo pistão.

Os resultados da modelagem por Newton-Euler do motor SVC Saab evidenciaram a pouca influência da taxa de compressão na inércia do mecanismo. A força normal à parede do cilindro é influenciada pela variação da taxa de compressão, devido à inclinação do cabeçote. Assim, o pico de força normal é inversamente proporcional à taxa de compressão.

O torque do mecanismo é influenciado principalmente durante a etapa de combustão devido à curva de pressão. Além disso o trabalho gerado pelo torque ao longo de um ciclo é proporcional à taxa de compressão, sendo o trabalho para a taxa de compressão de 14:1 135% maior do que para taxa de compressão de 8:1, de acordo com os dados apresentados

nas Análises de Sensibilidade.

A modelagem do motor MCE-5 apresentou resultados satisfatórios e coerentes aos esperados. Na parte cinemática da modelagem, a velocidade e aceleração do pistão foram independentes da taxa de compressão. Em relação aos resultados dinâmicos do modelo, as componentes do eixo $|x|$ das reações, considerando às forças de inércia, foram independentes da taxa de compressão e as componentes do eixo $|y|$ pouco influenciadas.

O Motor MCE-5 apresenta um mecanismo baseado em engrenagens, isto poderia implicar em maiores perdas por atrito. Entretanto os resultados mostraram que não há força normal na parede do cilindro. A ausência desta força reduz as perdas por atrito, danos aos anéis e perdas de pressão dentro da câmara devido ao escape dos gases pelos anéis.

A influência de alguns parâmetros dimensionais do mecanismo nas modelagens foram avaliadas pelas análise de sensibilidade. Apesar do torque ser proporcional ao parâmetro raio de manivela, quando o deslocamento volumétrico é mantido constante pela variação do diâmetro do cilindro o torque, as forças normal na parede do cilindro e resultante na biela são inversamente proporcionais aos parâmetros devido ao aumento de perdas por inercia. E como esperado, quando a força alternada é mantida constante, o torque não é influenciado pela variação dos parâmetros.

8.1 Perspectiva para Trabalhos Futuros

Como forma de avançar os estudos iniciados neste trabalho outros motores existentes com taxa de compressão variável devem ser estudados e terem suas modelagem cinemáticas e dinâmicas implementadas para comparação como os mecanismos apresentados. Além disso, é interessante entender como a utilização de taxas de compressão variáveis pode influenciar na vibração torsional em determinados componentes do sistema de potência, principalmente se considerarmos um motor com diferentes taxas de compressão (controle da taxa de compressão para cada cilindro individualmente).

Alterações do mecanismo pistão-biela-manivela, largamente empregado pela indústria

automobilística, para introdução da variação da taxa de compressão requerem amplos estudos de viabilidade econômica.

Tecnologias que fazem necessária a implementação de VCR - como a utilização do ciclo Otto com auto-ignição da mistura admitida (HCCI) - tem grande potencial para melhora da eficiência energética e consequente, redução do consumo de combustíveis e poluentes. Além disso, possibilitam temas de diversos estudos técnicos, como métodos de análise de combustão, predição e controle eficazes da taxa de compressão.

Referências Bibliográficas

- ATKINSON, J. Gas-engine. *US Patent 367496, n.1887-08-02*. 1887.
- BOGGS, D. L., HILBERT, H. S., SCHECHTER, M. M. The otto-atkinson cycle engine: Fuel economy and emissions results and hardware design. *SAE Technical Paper, n.950089*. 1995.
- CHIKAHISA, T., ITO, H., HISHINIMA, Y. Analysis of car structures in future market and necessary policy for environment based on the vehicle performance and economic aspects. *SAE Technical Paper, n.2000-05-0382*. 2000.
- CHRISTENSEN, M., HULTQVIST, A., JOHANSSON, B. Demonstrating the multi-fuel capability of a homogeneous charge compression ignition engine with variable compression ratio. *SAE Technical Paper, n.1999-01-3679*. 1999.
- DRANGEL, H., REINMANN, R., OLOFSSON, E. The variable compression (svc) and the combustion control (scc) - two ways to improve fuel economy and still comply with world-wide emission requirements. *SAE Technical Paper, n.2002-01-0996*. 2002.
- DRESNER, T. BARKAN, P. A review of variable valve timing benefits and modes of operation. *SAE Technical Paper, n.891676*. 1989.
- ERIKSSON, L. ANDERSSON, I. An analytic model for cylinder pressure in a four stroke si engine. *SAE Technical Paper, v.111, n.2002-01-0371, p.726-733*. 2002.
- FRASER, N., BLAXILL, H., LUMSDEN, G., BASSETT, M. Challenges for increased efficiency through gasoline engine downsizing. *SAE Technical Paper, n.2009-01-1053*. 2009.

- FREUDENSTEIN, R. M. Variable-displacement piston engine. 4,270,495. 1981.
- GERARDIN, R. C. Modelo dinâmico do sistema pistão-biela-manivela com mancais hidrodinâmicos. 2005.
- HEYWOOD, J. B. Internal combustion engine fundamentals. 1988.
- HEYWOOD, J. B. Trends in performance characteristics of modern automobile si and diesel engines. *SAE Technical Paper, n.2009-01-1892*. 2009.
- HIYOSHI, R., AOYAMA, S., TAKEMURA, S., USHIJIMA, K., SUGIYAMA, T. A study of a multiple-link variable compression ratio system for improving engine performance. *SAE Technical Paper, n.2006-01-0616*. 2006.
- HOUNTALAS, D., ZANNIS, T., MAVROPOULOS, G. Potential benefits in heavy duty diesel engine performance and emissions from the use of variable compression ratio. *SAE Technical Paper, n.2006-01-0081*. 2006.
- ISHIKAWA, S., KADOTA, M., YOSHIDA, K., TAKAHASHI, K., KAWAJIRI, S. Advanced design of variable compression ratio engine with dual piston mechanism. *SAE Technical Paper, n.2009-01-1046*. 2009.
- KLEIN, M. ERIKSSON, L. Models, methods and performance when estimating the compression ratio based on the cylinder pressure. Vehicular Systems, Linköpings Universitet, Sweden. LiTH-R-2408 2001.
- KLEIN, M., ERIKSSON, L., ASLUND, J. Compression ratio estimation based on cylinder pressure. *Control Engineering Practice, v.14, n.0967-0661, p.197-211*. 2006.
- KUO, P. S. Cylinder pressure in a spark-ignition engine: A computational model. *Journal Undergrad. Science, v.3, p.141-145*. 1996.
- LANG, O., HABERMANN, K., THIELE, R., FRICKE, F. Gasoline combustion with future fuels. *SAE Technical Paper, n.2007-26-021*. 2007.

- LARSEN, G. J. Research engine for evaluating the effects of variable compression ratio (*vcr*) and/or variable valve timing (*vvt*). *SAE Technical Paper*, n.910053. 1991.
- MCE, D. 2009. Vcr strategy. http://www.mce-5.com/vcr_strategy/index.htm.
- MENDLER, C. GRAVEL, R. Variable compression ratio engine. *SAE Technical Paper*, n.2002-01-1940. 2002.
- MOTEKI, K., AOYAMA, S., USHIJIMA, K., HIYOSHI, R., TAKEMURA, S., FUJIMOTO, H., ARAI, T. A study of a variable compression ratio system with a multi-link mechanism. *SAE Technical Paper*, n.2003-01-0921. 2003.
- NILSSON, Y. 2001. Cylinder volume function for svc engines. Technical report, Linköping University, Department of Electrical Engineering, Sweden.
- NILSSON, Y. A model for fuel optimal control of a spark-ignited variable compression engine. *SAE Technical Paper*, n.2006-01-0399. 2006.
- NILSSON, Y. Modelling for fuel optimal control of a variable compression engine. ISBN 978-91-85831-36-4 ISSN 0345-7524. 2007.
- NOZAWA, R., MORITA, Y., SHIMIZU, M. Effects of engine downsizing on friction losses and fuel economy. *Tribology International* 27:31 – 37. Special Issue Tribology for Automobiles in Japan 1994.
- PISCHINGER, S., YAPICI, K. I., SCHWADERLAPP, M., HABERMANN, K. Variable compression in si engines. *SAE Technical Paper*, n.2001-24-0050. 2001.
- RABHI, D., RABHI, V., RANSON, P. Gear design and dimensioning study for a variable compression ratio engine. *SAE Technical Paper*, n.2005-01-3131. 2005.
- RABHI, V., BEROFF, J., DIONNET, F. Study of a gear-based variable compression ratio engine. *SAE Technical Paper*, n.2004-01-2931. 2004.

- ROBERTS, M. Benefits and challenges of variable compression ratio (vcr). *SAE Technical Paper*, n.2003-01-0398. 2003.
- ROSS, M. WU, W. Fuel economy analysis for a hybrid concept car based on a buffered fuel-engine operating at an optimal point. *SAE Technical Paper*, n.950958. 1995.
- SANTOS, I. F. 2001. Dinâmica de Sistemas Mecânicos: Modelagem, Simulação, Visualização e Verificação. Makron.
- SCHWADERLAPP, M., HABERMANN, K., YAPICI, K. I. Variable compression ratio: A design solution for fuel economy concepts. *SAE Technical Paper*, n.2002-91-1103. .
- SZYBIST, J. BUNTING, B. The effects of fuel composition and compression ratio on thermal efficiency in an hcci engine. *SAE Technical Paper*, n.2007-01-4076. 2007.
- TANAKA, Y., HIYOSHI, R., TAKEMURA, S. A study of a compression ratio control mechanism for a multiple-link variable compression ratio engine. *SAE Technical Paper*, n.2007-01-3547. 2007.
- VIBE, I. I. 1970. Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. VEB Verlag Technik Berlin.
- VILLALVA, S. G. Análise dinâmica e análise de fadiga em árvores de manivelas de motores de combustão interna. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Estadual de Campinas 2007.
- YAMIN, J. A. A. DADO, M. H. Performance simulation of a four-stroke engine with variable stroke-length and compression ratio. *Applied Energy*, v.77, p.447-463. 2004.

APÊNDICE A - Análise de Sensibilidade para o Motor SVC Saab

Neste Apêndice serão apresentados às Análises de Sensibilidade realizadas para o mecanismo do motor SVC Saab, seus resultados e conclusões.

A.1 Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Alteração Linear da Massa da Biela

Esta análise de sensibilidade objetiva analisar o comportamento cinemático e dinâmico da modelagem para o motor SVC Saab devido a variação dos parâmetros raio de manivela e comprimento da biela. Como o curso do pistão é dependente do raio de manivela, mesmo com o parâmetro λ constante, ele aumenta. Além disso, admitiu-se que a massa da biela varie proporcionalmente ao seu comprimento. Os parâmetros utilizados na análise são apresentados na Tabela 7.1.

Tabela A.1: Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 4

	80%	90%	Original	110%	120%	130%
Raio da manivela [m]	0,0516	0,05805	0,0645	0,0710	0,0774	0,0839
Comprimento da Biela [m]	0,1656	0,1863	0,2070	0,2277	0,2484	0,2691
Massa da Biela [kg]	1,4808	1,6659	1,8510	2,0361	2,2212	2,4063

A partir dos dados gerados pelo programa em Matlab, obtiveram-se os valores máximos

da curvas de torque na manivela para o casos em que foi usada a curva real de pressão com seus respectivos ângulos de manivela. Também foi obtido o trabalho realizado através do cálculo das áreas debaixo dessas curvas a partir da aproximação da integral pela área dos retângulos circunscritos. Estes dados são apresentados nas Tabelas A.2, A.3, A.4 e A.5.

A seguir são apresentados os gráficos obtidos na análise, considerando apenas duas taxas de compressão (14:1 e 8:1). As Figuras A.1 e A.5 se referem a aceleração vertical do pistão. Já as Figuras A.2 e A.6 demonstram como o torque no sistema é influenciado pelo parâmetro raio de manivela. A modelagem dinâmica é mostrada nas Figuras A.3 e A.7 por meio da força na parede do cilindro e nas Figuras A.4 e A.8 por meio da força resultante na biela.

Pelos gráficos de aceleração - Figuras A.1 e A.5 - no pistão percebemos que o parâmetro raio de manivela e comprimento da biela têm grande influência na cinemática do mecanismo. Além disso, esta influência e os valores de picos da aceleração são praticamente independentes da taxa de compressão do motor.

Como é mostrado nas Figuras A.2 e A.6 e principalmente nas tabelas, percebe-se que os valores de torque máximo e trabalho são aproximadamente proporcionais a variação do raio, e diferentemente do que ocorre na Análise de Sensibilidade 3, os valores do trabalho realizado ao longo do ciclo são muito próximos aos esperados, para qualquer taxa de compressão, e não somente às taxas elevadas - como ocorre na Análise 3. Além disso, percebe-se que para taxas de compressão menores a influência do raio é menor na etapa de combustão (próximo a $\theta = 360^\circ$) e altera principalmente a componente relativa as forças de inércia no torque.

Com relação a força exercida na parede do cilindro, Figuras A.3 e A.7, percebe-se que os picos diminuem, diferentemente do que o observado na Análise de Sensibilidade 3, com o incremento do raio de manivela e comprimento da biela, a influência ocorre principalmente nas etapas não dominadas pela componente de pressão e nestas etapas é independente da taxa de compressão.

Pelas Figuras A.4 e A.8 percebe-se que a influência dos parâmetros raio de manivela e comprimento da biela na etapa de combustão é dependente da taxa de compressão, sendo

que esta influência é maior em baixas taxas de compressão e o incremento dos parâmetros diminui os valores da força resultante na biela. Em etapas não dominadas pela componente da pressão a influência dos parâmetros é independente da taxa de compressão e o incremento dos parâmetros eleva os valores da força resultante na biela.

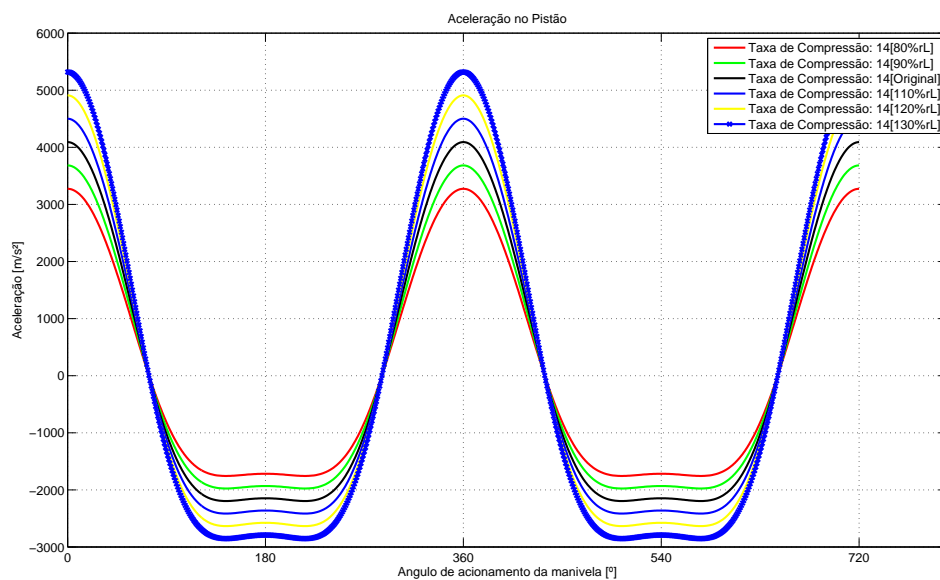


Figura A.1: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.

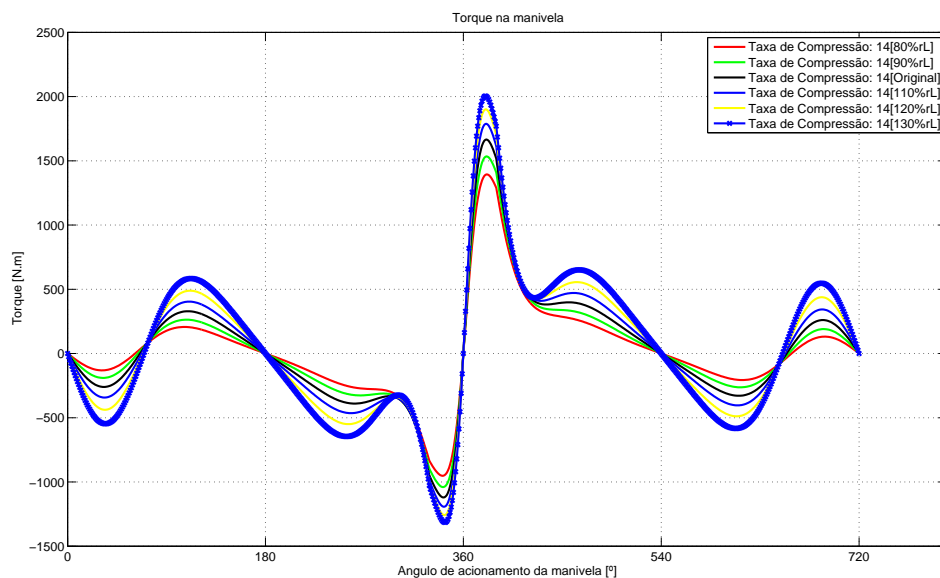


Figura A.2: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.

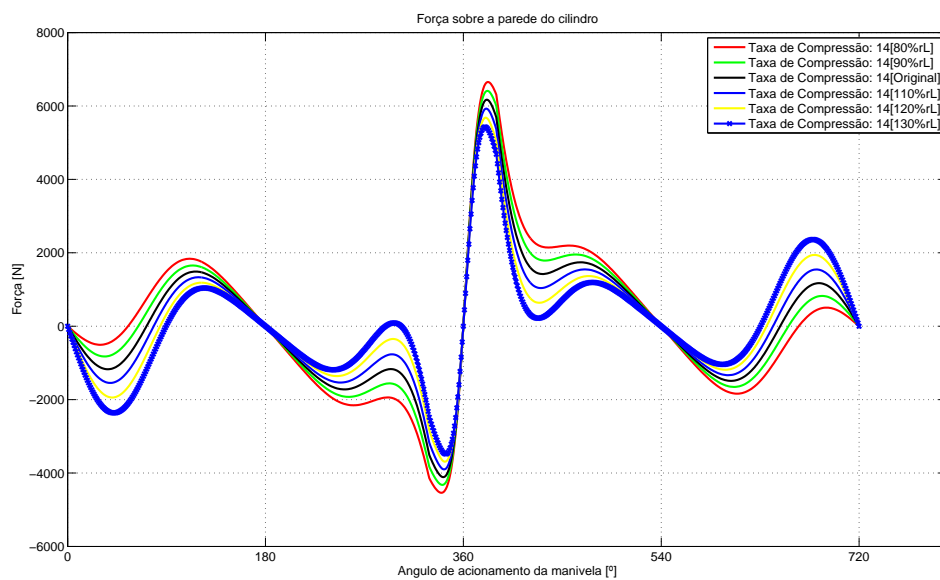


Figura A.3: Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.

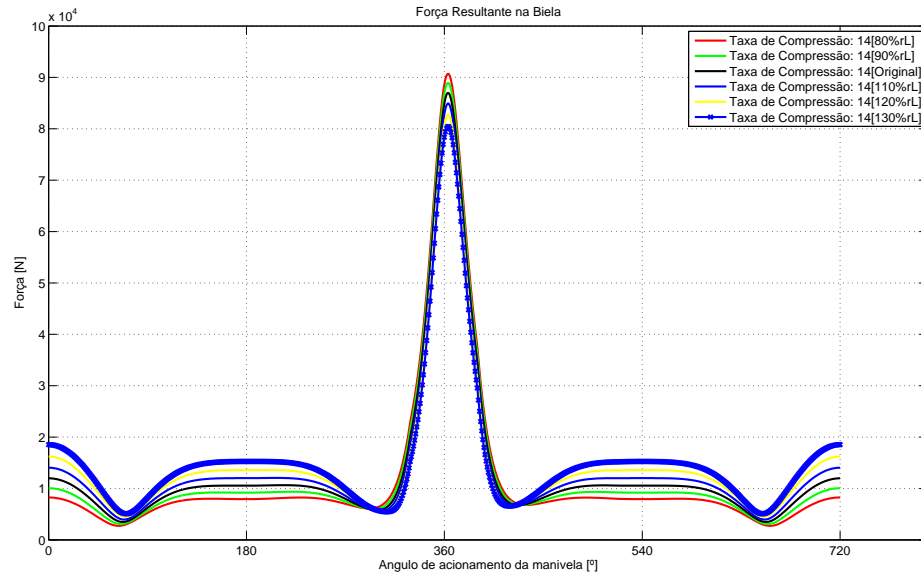


Figura A.4: Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.

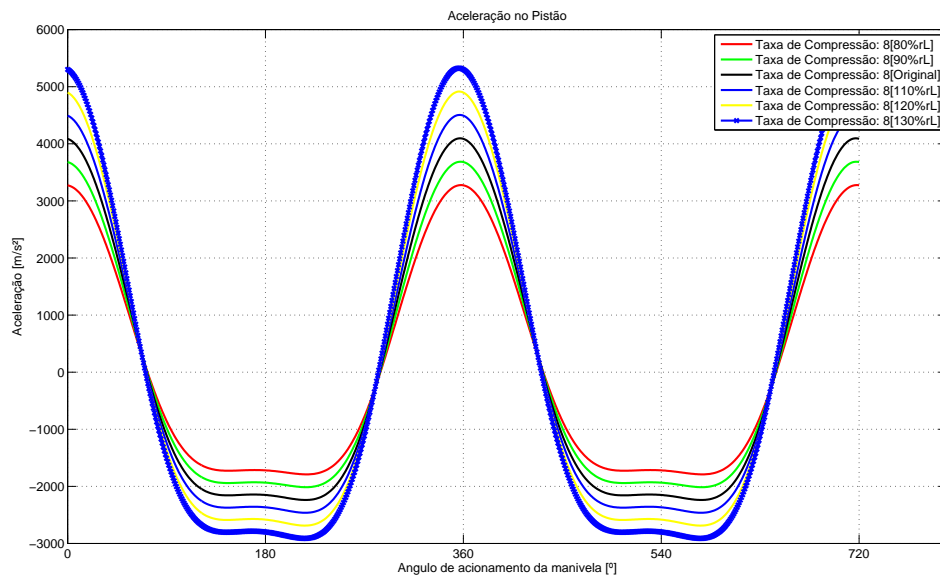


Figura A.5: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.

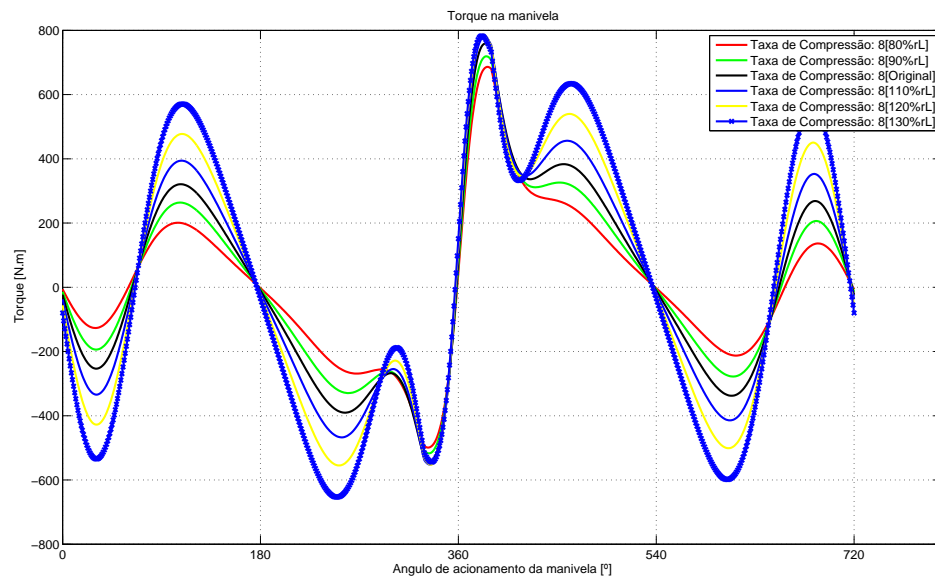


Figura A.6: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.

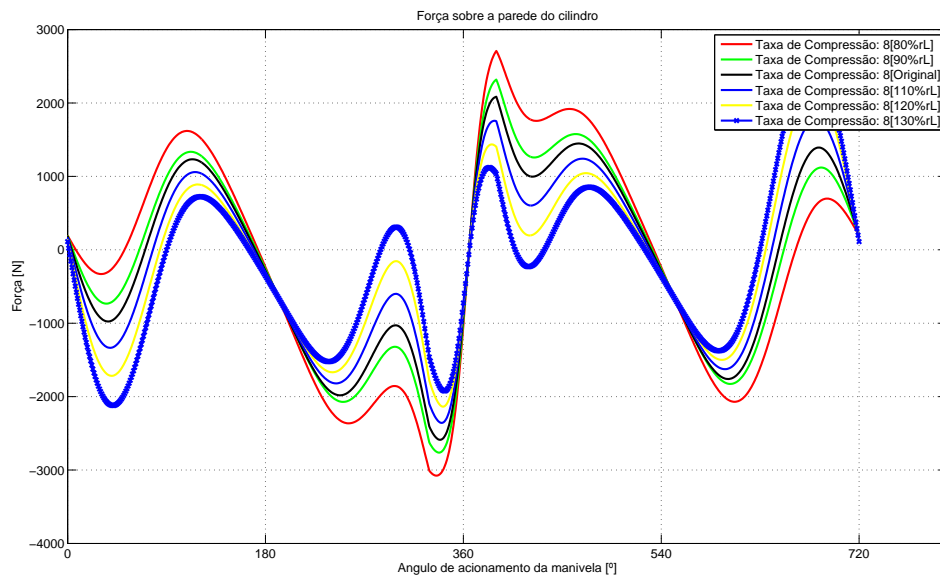


Figura A.7: Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.

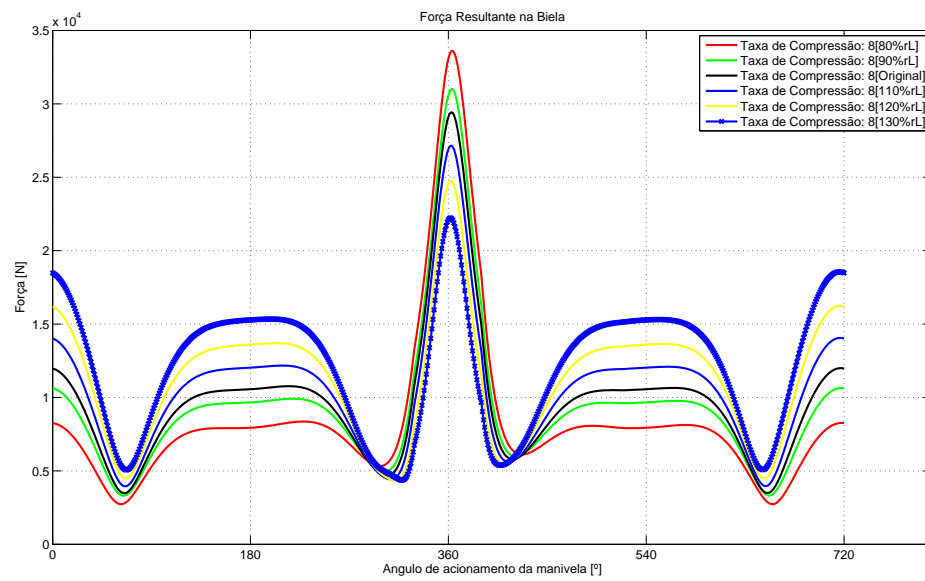


Figura A.8: Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.

Tabela A.2: Taxa de Compressão 14:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1393,7	1534,1	1665,7	1787,9	1900,8	2004,5
	Ângulo de torque máximo [°]	382	382	382	382	381	381
	Trabalho [J]	283,3	318,72	354,13	389,54	424,96	460,4

Tabela A.3: Taxa de Compressão 12:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1162,3	1270,2	1368,7	1456,8	1535,6	1602,9
	Ângulo de torque máximo [°]	384	383	383	382	382	382
	Trabalho [J]	232,89	261,42	289,81	318,04	346,11	374,03

Tabela A.4: Taxa de Compressão 10:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	926,18	1001	1065,9	1120	1263,3	1195,5
	Ângulo de torque máximo [°]	385	385	384	383	383	382
	Trabalho [J]	180,47	202,02	223,31	244,33	265,07	285,53

Tabela A.5: Taxa de Compressão 8:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	686,04	727,94	758,85	778,48	786,48	782,72
	Ângulo de torque máximo [°]	387	387	386	385	383	382
	Trabalho [J]	126,05	140,63	154,89	168,78	182,3	195,41

A.2 Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição da Massa da Biela para Manter Constante a Força Alternada

Neste estudo de sensibilidade o raio de manivela e o comprimento da biela - o parâmetro λ se mantém constante. O curso do pistão é dependente do raio da manivela assim, mesmo com λ constante, ele se altera. Além disso, admitiu-se uma variação da massa da biela de tal forma que a força alternada permaneça constante para todas as variações proporcionais de raio de manivela e comprimento da biela.

$$m_a^{S.O.} \cdot r^{S.O.} = constante \quad (A.1)$$

$$(m_p + \frac{1}{3}m_b^{S.O.})r^{S.O.} = constante$$

$$m_b = 3(\frac{constante}{r} - m_p) \quad (A.2)$$

sendo $m_a^{S.O.}$ a massa alternada do sistema original, $r^{S.O.}$ o raio da manivela do sistema original, m_p a massa do pistão, $m_b^{S.O.}$ a massa da biela do sistema original, m_b a nova massa da biela para se manter a força alternada constante e r o novo raio da manivela.

Ressalta-se que as forças alternadas de 1ª e 2ª ordem variam nas mesmas proporções que o raio da manivela, pois λ é constante. Devido a esse fato, pode-se calcular a massa da biela para atender os requisitos deste estudo de sensibilidade. A Tabela A.6 mostra os parâmetros necessários para manter a força alternada constante.

Tabela A.6: Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 5

	80%	90%	Original	110%	120%	130%
Raio da manivela [m]	0,0516	0,05805	0,0645	0,0710	0,0774	0,0839
Comprimento da Biela [m]	0,1656	0,1863	0,2070	0,2277	0,2484	0,2691
Massa da Biela [kg]	3,6345	2,6437	1,8510	1,2020	0,6620	0,2050

A partir dos dados gerados pelo programa em Matlab, obtiveram-se os valores máximos das curvas de torque na manivela para o casos em que foi usada a curva real de pressão com

seus respectivos ângulos de manivela. Também foi obtido o trabalho realizado por meio da aproximação da integral pela área dos retângulos circunscritos. Estes dados são apresentados nas Tabelas A.7, A.8, A.9 e A.10.

A seguir são apresentados os gráficos obtidos na análise, considerando apenas duas taxas de compressão (14:1 e 8:1). As Figuras A.9 e A.13 se referem a aceleração vertical do pistão. Já as Figuras A.10 e A.14 demonstram como o torque no sistema é influenciado pelo parâmetro raio de manivela. A modelagem dinâmica é mostrada nas Figuras A.11 e A.15 por meio da força na parede do cilindro e nas Figuras A.12 e A.16 por meio da força resultante na biela.

Pelos gráficos de aceleração - Figuras A.9 e A.13 - no pistão percebemos que, assim como nas análises anteriores, o parâmetro raio de manivela e comprimento de biela tem grande influência na cinemática do mecanismo. Além disso, esta influência e os valores de picos da aceleração são praticamente independentes da taxa de compressão do motor.

Como é mostrado nas Figuras A.10 e A.14 e principalmente nas tabelas, percebe-se que os valores de torque máximo e trabalho são proporcionais a variação do raio, e diferentemente do que ocorre na Análise de Sensibilidade 3 e 4, os valores do trabalho realizado ao longo do ciclo são iguais ou maiores do que os esperados, considerando a equação (7.2), para qualquer taxa de compressão.

Com relação a força exercida na parede do cilindro, Figuras A.11 e A.15, percebe-se que os picos aumentam com o incremento do raio de manivela e do comprimento da biela, a influência ocorre principalmente nas etapas não dominadas pela componente de pressão (na etapa de combustão a influência dos parâmetros é quase nula) e nestas etapas é independente da taxa de compressão.

Ao realizarmos uma comparação entre esses gráficos e os obtidos para a Análise 4 percebe-se que a massa da biela e consequentemente a força alternada têm grande influência na força exercida na parede do cilindro. Nesta análise consideramos a força alternada constante e os picos do gráfico diminuem, enquanto na Análise 4 a força alternada varia e os picos aumentam para raio de manivela e comprimento de biela iguais.

Pelas Figuras A.12 e A.16 percebe-se que a influência dos parâmetros raio de manivela e comprimento da biela na etapa de combustão é pequena e dependente da taxa de compressão, sendo que esta influência é maior em baixas taxas de compressão e o incremento dos parâmetros eleva os valores da força resultante na biela. Em etapas não dominadas pela componente da pressão a influência dos parâmetros é maior e independente da taxa de compressão e o incremento dos parâmetros diminui os valores da força resultante na biela.

Neste caso, há diferença entre este análise e as duas anteriores. Nesta análise os picos da força resultante na biela diminuem em etapas não dominadas pela componente da pressão e aumentam na etapa de combustão, diferentemente do observado nas Análises 3 e 4.

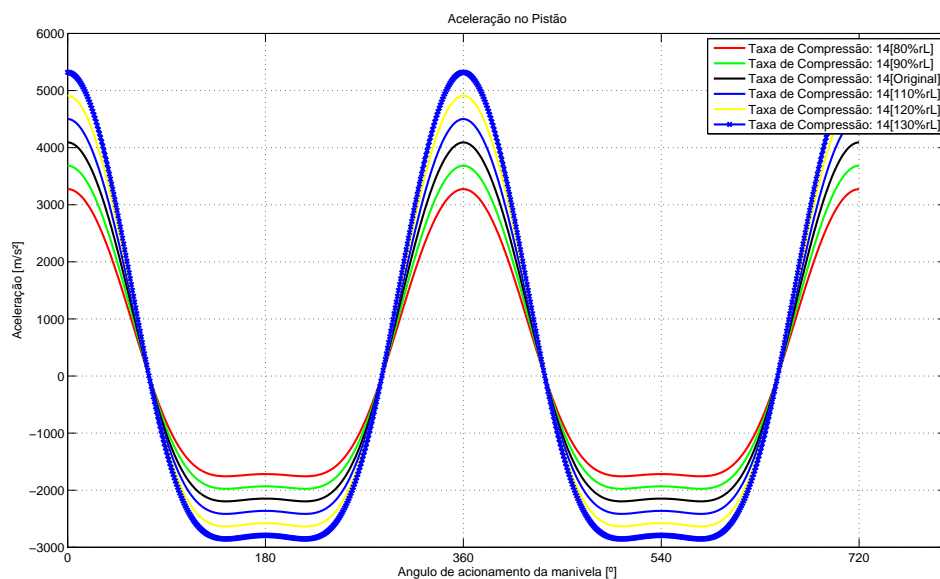


Figura A.9: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.

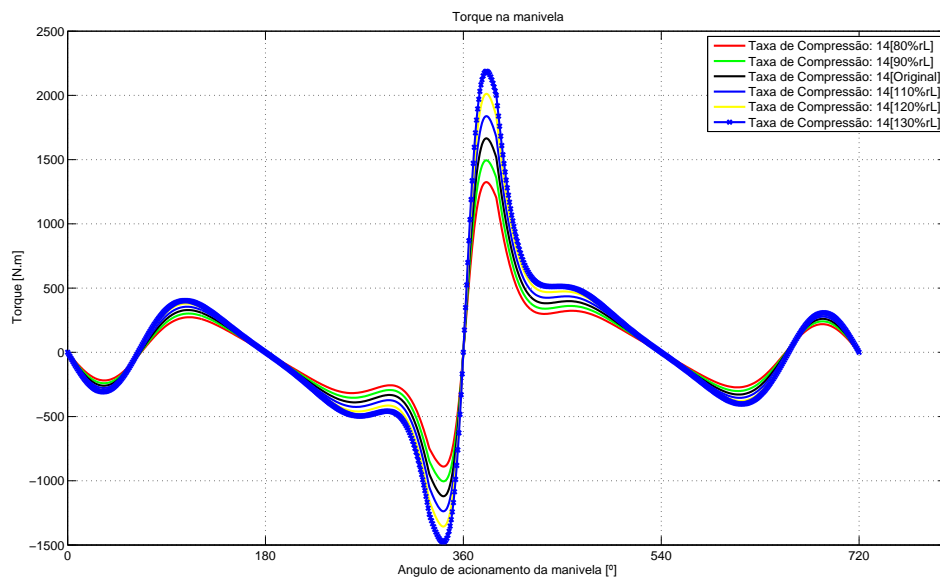


Figura A.10: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.

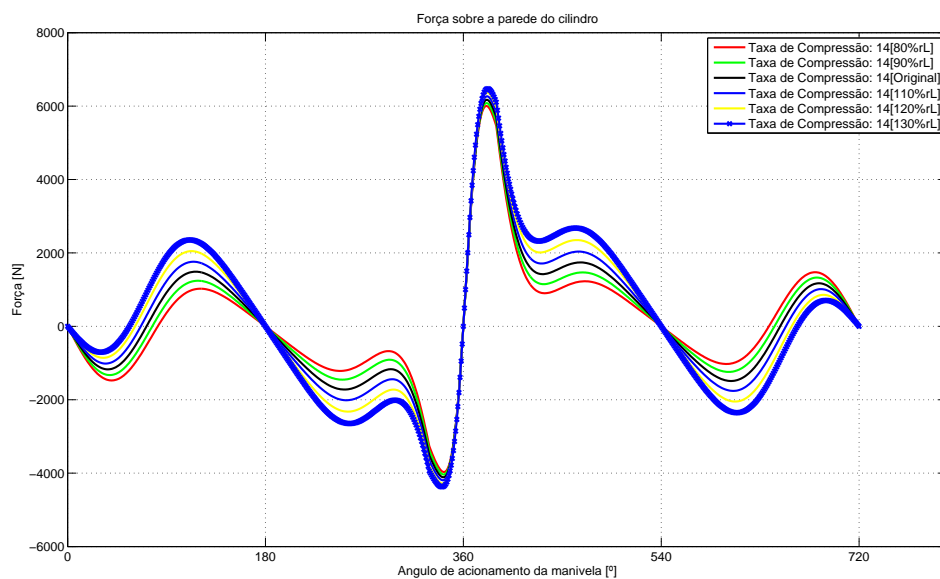


Figura A.11: Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.

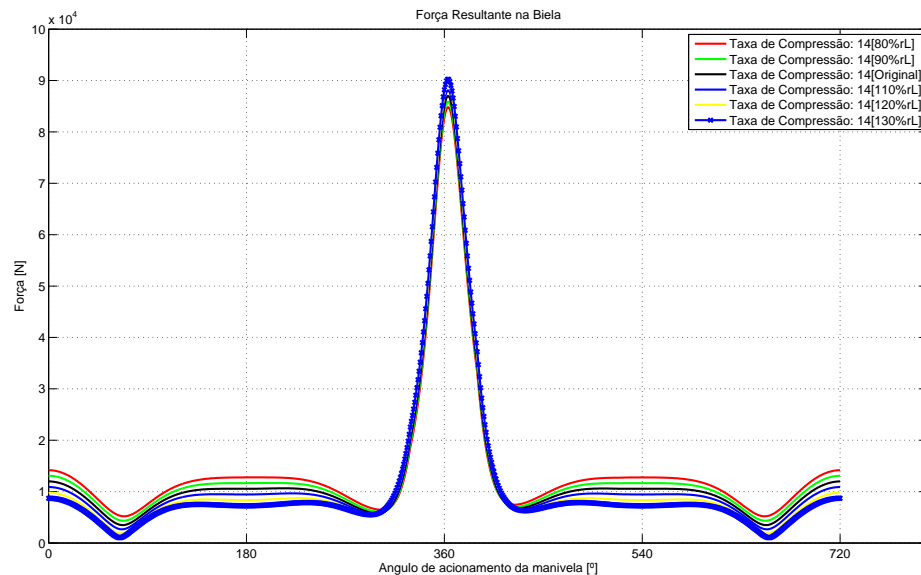


Figura A.12: Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.

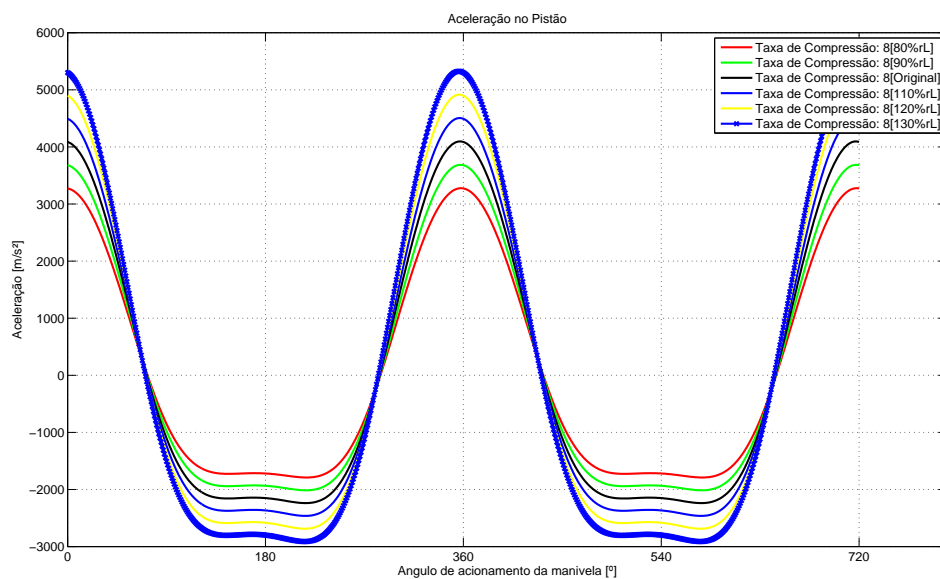


Figura A.13: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.

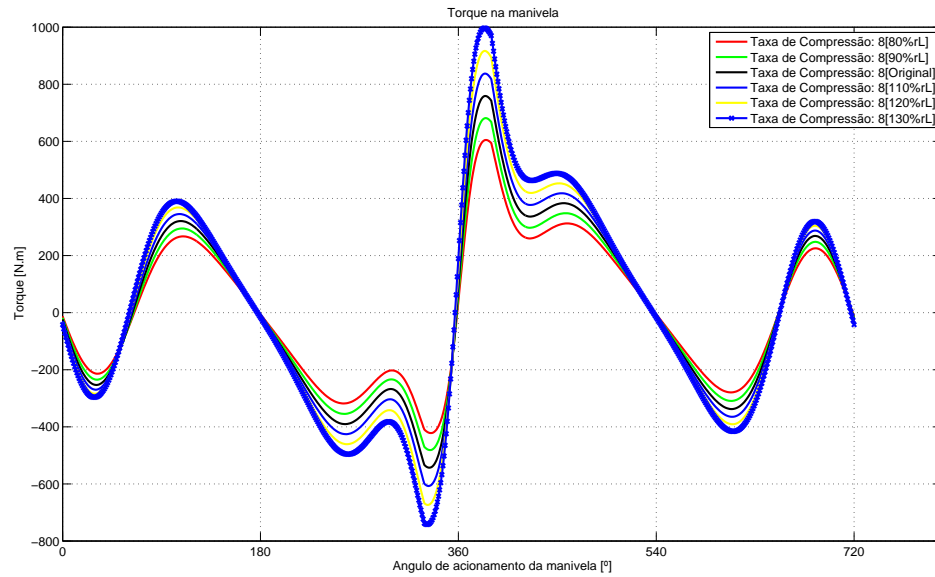


Figura A.14: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.

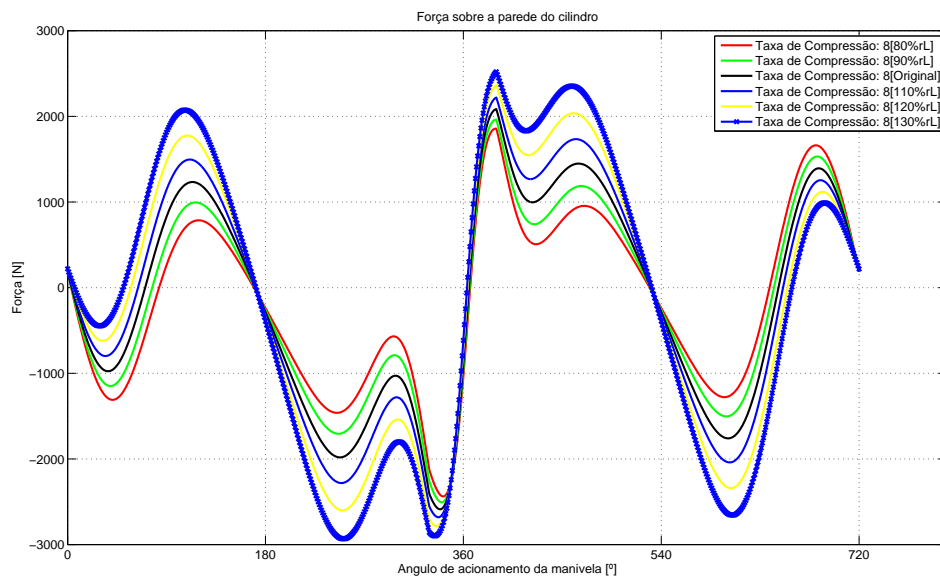


Figura A.15: Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.

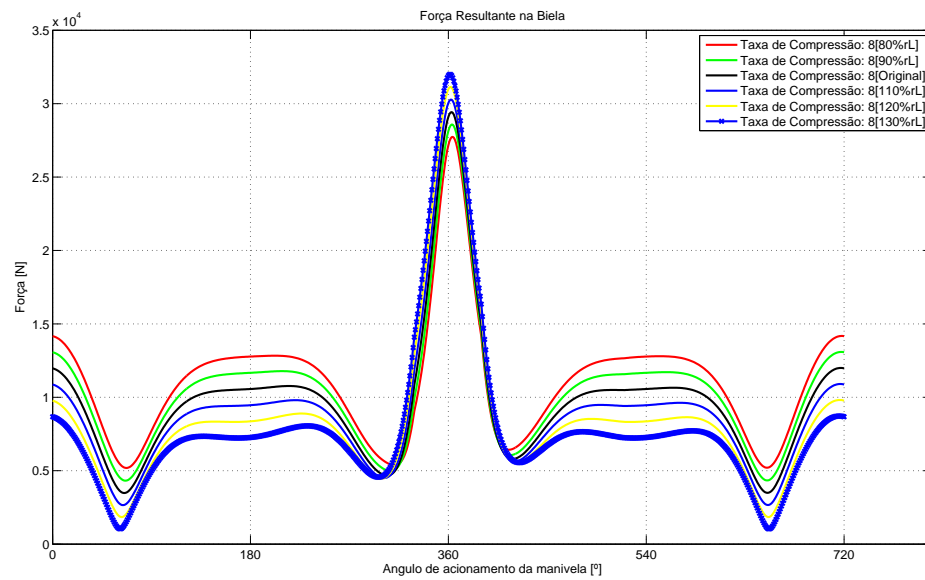


Figura A.16: Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.

Tabela A.7: Taxa de Compressão 14:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1324,9	1494,6	1665,7	1838,4	2012,4	2187,9
	Ângulo de torque máximo [°]	382	382	382	382	382	382
	Trabalho [J]	283,31	318,14	354,13	389,53	424,96	460,37

Tabela A.8: Taxa de Compressão 12:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1090	1228,8	1368,7	1509,8	1651,9	1795,3
	Ângulo de torque máximo [°]	383	383	383	383	383	383
	Trabalho [J]	233,02	261,49	289,81	317,96	345,94	373,77

Tabela A.9: Taxa de Compressão 10:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	849,64	957,32	1065,9	1175,5	1286	1397,4
	Ângulo de torque máximo [°]	384	384	384	384	384	384
	Trabalho [J]	180,77	202,18	223,31	224,13	264,65	284,86

Tabela A.10: Taxa de Compressão 8:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	604,88	681,46	758,85	837,34	916,72	996,89
	Ângulo de torque máximo [°]	386	386	386	385	385	385
	Trabalho [J]	126,65	140,97	154,89	168,38	181,44	194,03

A.3 Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição do Diâmetro do Pistão para Manter a Cilindrada Constante

Neste estudo de sensibilidade o raio de manivela e o comprimento da biela - a constante λ se mantém constante. O curso do pistão é dependente do raio da manivela assim, mesmo com λ constante, ele se altera. Entretanto, visando manter a cilindrada constante, variou-se o diâmetro do pistão - de acordo com a equação (7.1).

Além disso, admitiu-se que a massa do pistão é alterada quando o diâmetro do pistão varia. Sabendo que a massa do pistão é definida por:

$$m_p = \rho h \pi \frac{(d_p)^2}{4} \quad (\text{A.3})$$

sendo ρ a densidade do pistão.

Substituindo e realizando as aritmética necessária obtemos:

$$m_p = \rho h \pi \frac{V_{cil}}{2r} = \frac{\text{constante}}{r} \quad (\text{A.4})$$

Os parâmetros utilizados nesta análise de sensibilidade são apresentados na Tabela A.11.

Tabela A.11: Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 6

	80%	90%	Original	110%	120%	130%
Raio da manivela [m]	0,0516	0,05805	0,0645	0,0710	0,0774	0,0839
Comprimento da Biela [m]	0,1656	0,1863	0,2070	0,2277	0,2484	0,2691
Diâmetro do Pistão [m]	0,1174	0,1107	0,1050	0,1001	0,0959	0,0921
Massa do Pistão [kg]	2,2012	1,9567	1,7610	1,6010	1,4680	1,3540

A partir dos dados gerados pelo programa em Matlab, obtiveram-se os valores máximos da curvas de torque na manivela para o casos em que foi usada a curva real de pressão com seus respectivos ângulos de manivela. Também foi obtido o trabalho realizado através do cálculo das áreas debaixo dessas curvas a partir da aproximação da integral pela área dos retângulos circunscritos. Estes dados são apresentados nas Tabelas A.12, A.13, A.14 e A.15.

A seguir são apresentados os gráficos obtidos na análise, considerando apenas duas taxas de compressão (14:1 e 8:1). As Figuras A.17 e A.21 se referem a aceleração vertical do pistão. Já as Figuras A.18 e A.22 demonstram como o torque no sistema é influenciado pelo parâmetro raio de manivela. A modelagem dinâmica é mostrada nas Figuras A.19 e A.23 por meio da força na parede do cilindro e nas Figuras A.20 e A.24 por meio da força resultante na biela.

Pelos gráficos de aceleração - Figuras A.17 e A.21 - no pistão percebemos que, assim como nas análises anteriores, o parâmetro raio de manivela e comprimento de biela tem grande influência na cinemática do mecanismo. Além disso, esta influência e os valores de picos da aceleração são praticamente independentes da taxa de compressão do motor.

Pelas Figuras A.18 e A.22 e principalmente nas tabelas, percebe-se que os picos do torque nos gráficos, os valores de torque máximo e trabalho ao longo do ciclo diminuem em relação ao incremento do raio de manivela e comprimento de biela. Diferentemente do que ocorre nas Análise de Sensibilidade 3, 4 e 5 os valores do trabalho realizado pelo torque ao longo do ciclo são aproximadamente constantes para qualquer taxa de compressão.

Com relação a força exercida na parede do cilindro, Figuras A.19 e A.23, percebe-se que os picos diminuem com o incremento do raio de manivela e do comprimento da biela. A influência dos parâmetros ocorre ao longo de todo o ciclo ou seja, influencia tanto na etapa de combustão quanto nas etapas dominadas pelas forças de inércia.

Pelas Figuras A.20 e A.24 percebe-se que a influência dos parâmetros raio de manivela e comprimento da biela na etapa de combustão é grande e dependente da taxa de compressão, sendo que esta influência é maior em baixas taxas de compressão e o incremento dos parâmetros diminui os valores da força resultante na biela. Em etapas não dominadas pela componente da pressão a influência dos parâmetros é mínima e independente da taxa de compressão e o incremento dos parâmetros praticamente não influencia nos valores da força resultante na biela.

Neste caso, há diferença entre esta análise e Análise de Sensibilidade 5. Nesta análise os picos da força resultante na biela aumentam em etapas não dominadas pela componente

da pressão e diminuem na etapa de combustão, diferentemente do observado nas Análises 5 e semelhante ao observado nas Análises 3 e 4.

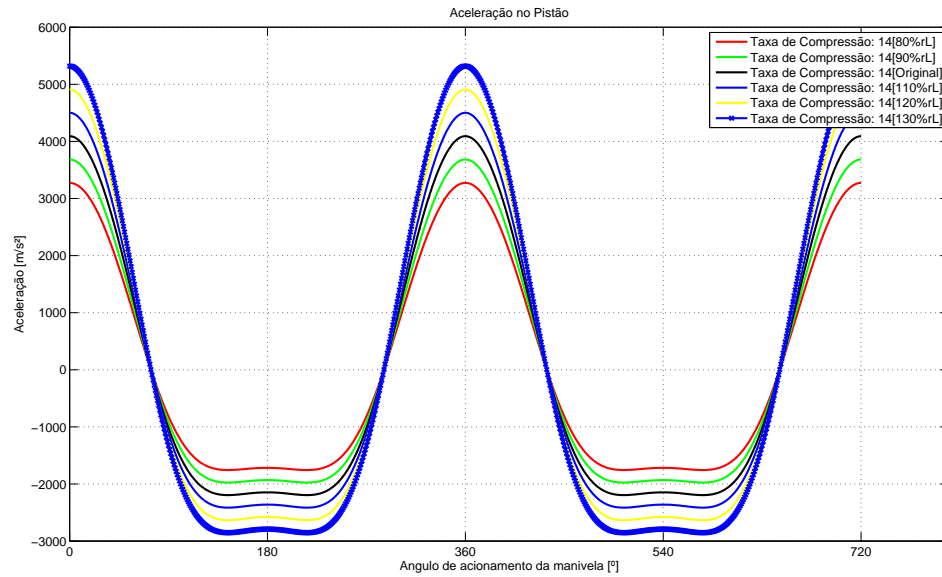


Figura A.17: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.

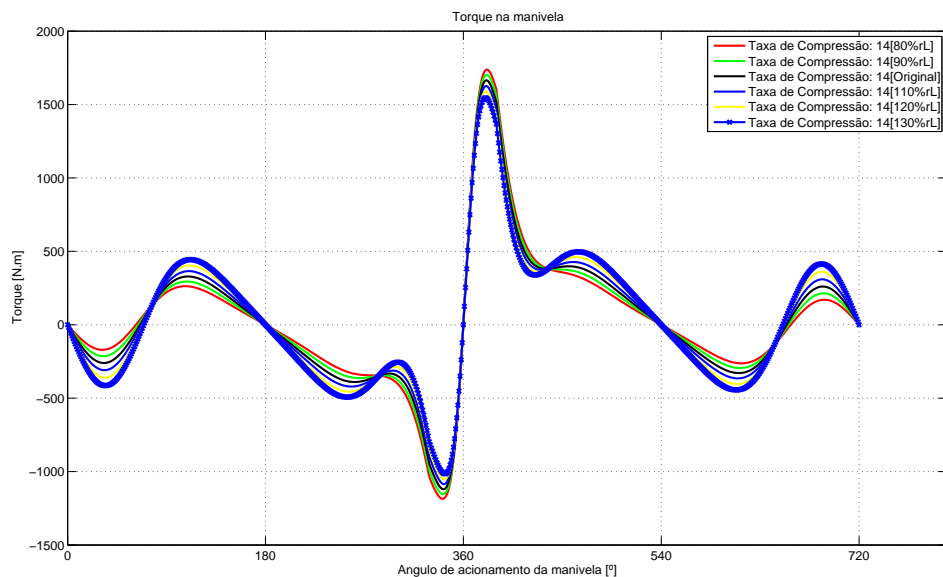


Figura A.18: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.

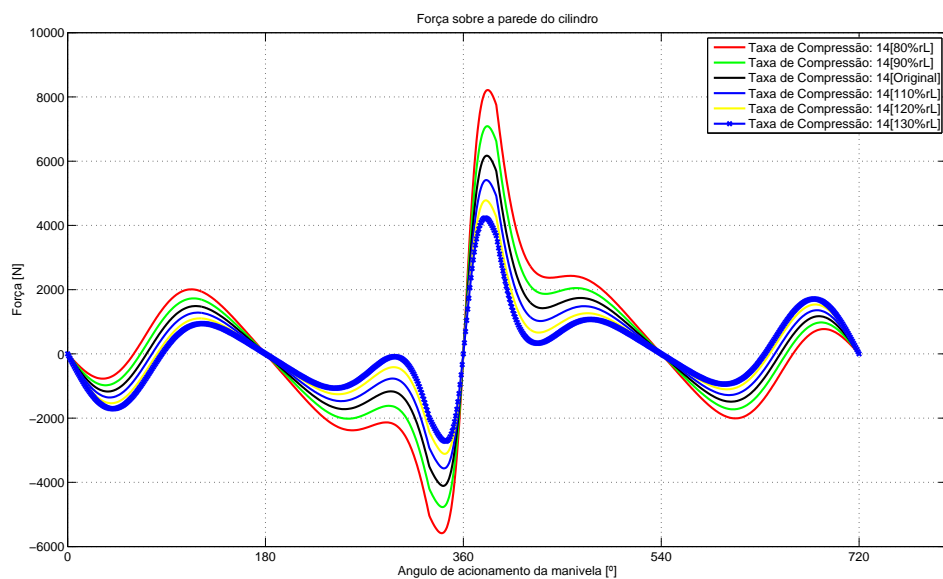


Figura A.19: Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.

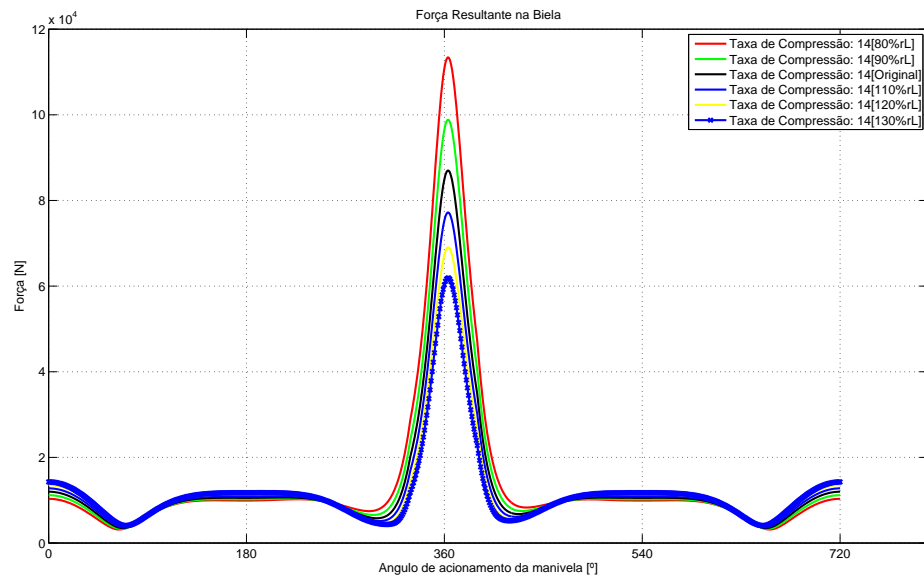


Figura A.20: Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.

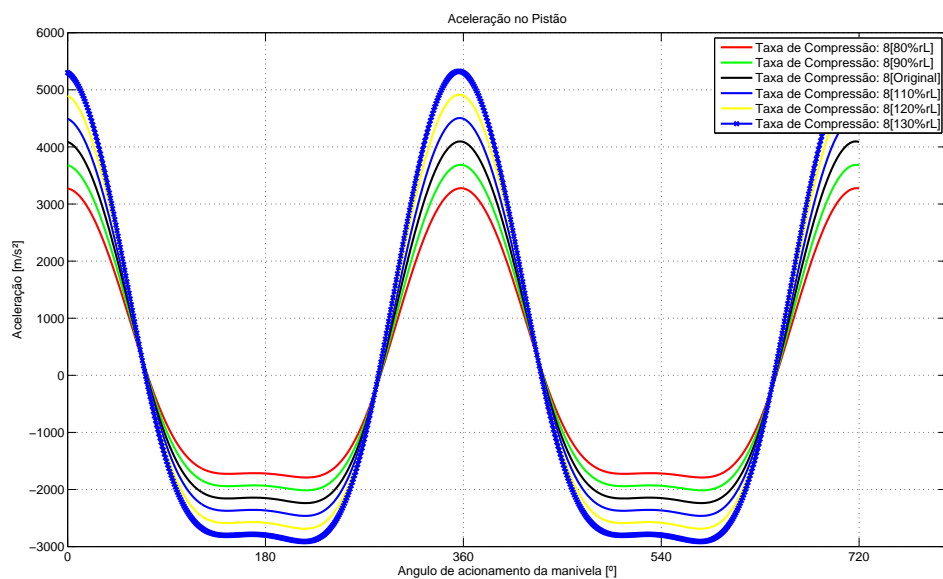


Figura A.21: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.

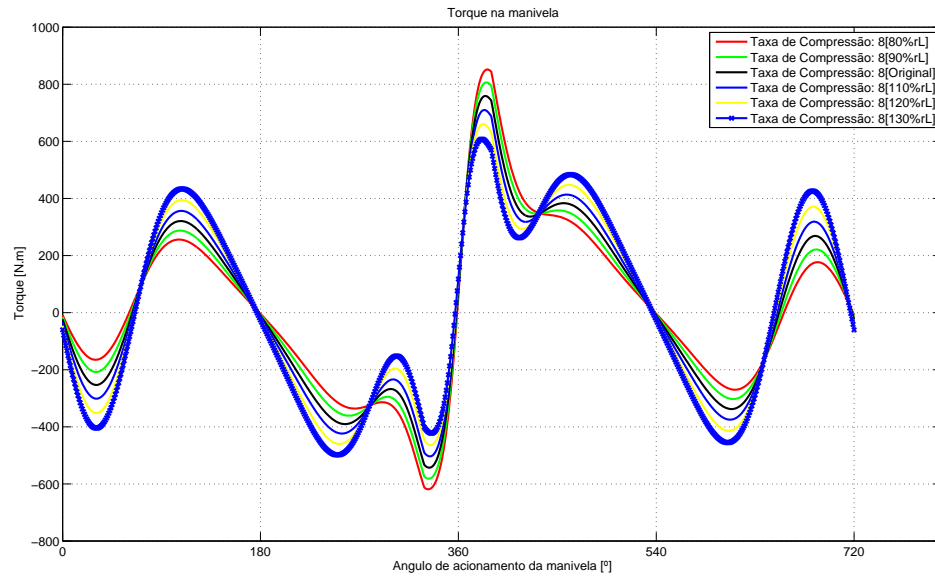


Figura A.22: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.

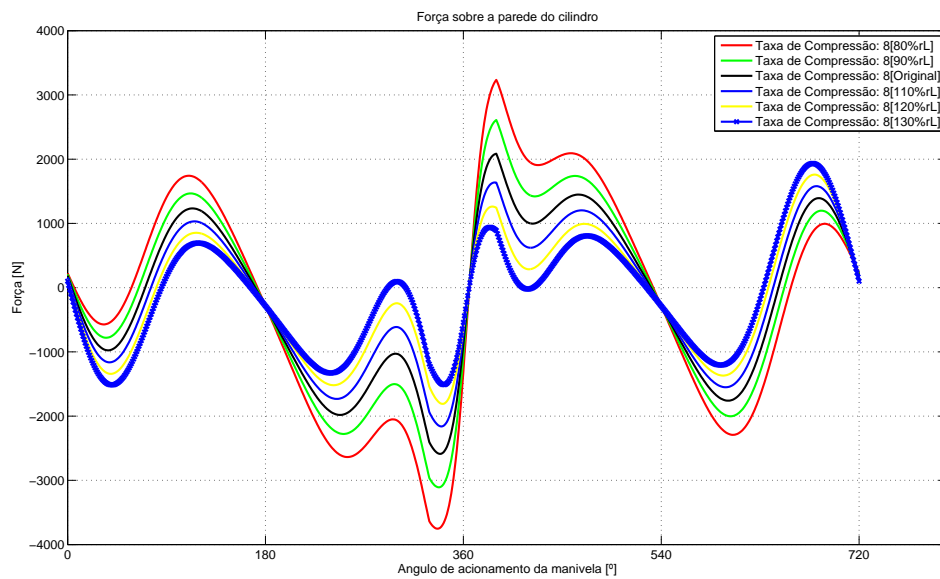


Figura A.23: Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.

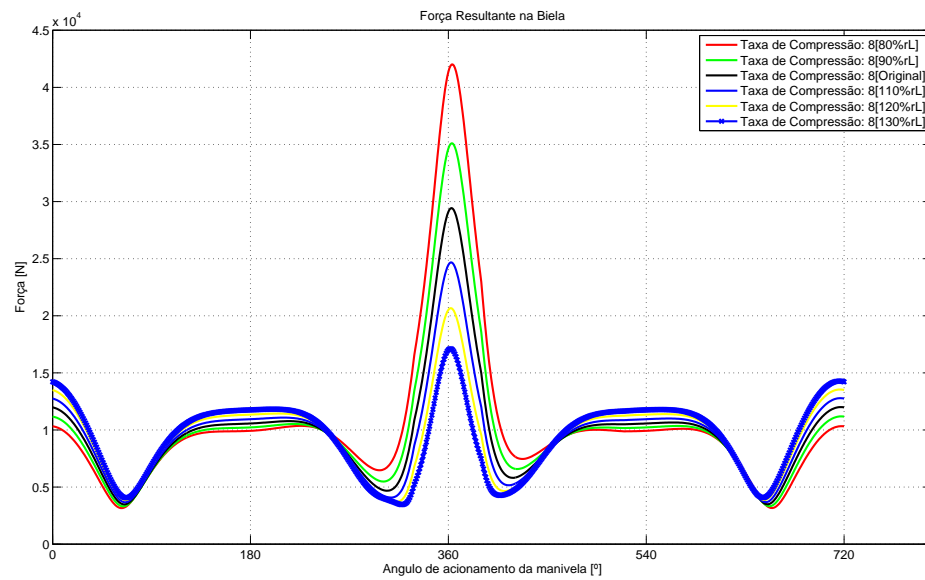


Figura A.24: Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.

Tabela A.12: Taxa de Compressão 14:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1737,7	1703,3	1665,7	1626,5	1588,8	1546,5
	Ângulo de torque máximo [°]	382	382	382	382	381	381
	Trabalho [J]	354,17	354,26	354,13	354,03	354,49	354,2

Tabela A.13: Taxa de Compressão 12:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1448,8	1409,7	1368,7	1325,7	1284,4	1237,9
	Ângulo de torque máximo [°]	384	383	383	382	382	383
	Trabalho [J]	291,13	290,57	289,81	289,05	288,73	287,79

Tabela A.14: Taxa de Compressão 10:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1152,4	1110,3	1065,9	1019,7	974,23	924,73
	Ângulo de torque máximo [°]	385	385	384	383	383	382
	Trabalho [J]	225,56	224,52	223,31	222,08	221,15	219,73

Tabela A.15: Taxa de Compressão 8:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	851,61	806,44	758,85	709,57	660,22	607,6
	Ângulo de torque máximo [°]	387	387	386	385	384	382
	Trabalho [J]	157,47	156,27	154,89	153,44	152,14	150,45

A.4 Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição do Diâmetro do Pistão para Manter a Cilindrada e Força Alternada Constantes

Neste estudo de sensibilidade o raio de manivela e o comprimento da biela - a constante λ se mantém constante. O curso do pistão é dependente do raio da manivela assim, mesmo com λ constante, ele se altera. Entretanto, visando manter a cilindrada constante, variou-se o diâmetro do pistão - de acordo com a equação (7.1).

Além disso, admitiu-se que as massa do pistão e da biela variam conforme as equações (B.2) e (B.4). Os parâmetros utilizados nesta análise de sensibilidade são apresentados na Tabela A.16.

Tabela A.16: Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 7

	80%	90%	Original	110%	120%	130%
Raio da manivela [m]	0,0516	0,05805	0,0645	0,0710	0,0774	0,0839
Comprimento da Biela [m]	0,1656	0,1863	0,2070	0,2277	0,2484	0,2691
Massa da Biela [kg]	3,6345	2,6437	1,8510	1,2020	0,6620	0,2050
Diâmetro do Pistão [m]	0,1174	0,1107	0,1050	0,1001	0,0959	0,0921
Massa do Pistão [kg]	2,2012	1,9567	1,7610	1,6010	1,4680	1,3540

A partir dos dados gerados pelo programa em Matlab, obtiveram-se os valores máximos da curvas de torque na manivela para o casos em que foi usada a curva real de pressão com seus respectivos ângulos de manivela. Também foi obtido o trabalho realizado através do cálculo das áreas debaixo dessas curvas a partir da aproximação da integral pela área dos retângulos circunscritos. Estes dados são apresentados nas Tabelas A.17, A.18, A.19 e A.20.

A seguir são apresentados os gráficos obtidos na análise, considerando apenas duas taxas de compressão (14:1 e 8:1). As Figuras A.25 e A.25 se referem a aceleração vertical do pistão. Já as Figuras A.26 e A.30 demonstram como o torque no sistema é influenciado pelo

parâmetro raio de manivela. A modelagem dinâmica é mostrada nas Figuras A.27 e A.31 por meio da força na parede do cilindro e nas Figuras A.28 e A.32 por meio da força resultante na biela.

Pelos gráficos de aceleração - Figuras A.25 e A.29 - no pistão percebemos que, assim como nas análises anteriores, o parâmetro raio de manivela e comprimento de biela tem grande influência na cinemática do mecanismo. Além disso, esta influência e os valores de picos da aceleração são praticamente independentes da taxa de compressão do motor.

Pelas Figuras A.26 e A.30 e principalmente nas tabelas, percebe-se que os picos do torque nos gráficos, os valores de torque máximo e trabalho ao longo do ciclo sem mantêm constantes em relação ao incremento do raio de manivela e comprimento de biela independente da taxa de compressão. Semelhante ao que ocorre nas Análise de Sensibilidade 6 os valores do trabalho realizado pelo torque ao longo do ciclo são aproximadamente constantes para qualquer taxa de compressão.

Com relação a força exercida na parede do cilindro, Figuras A.27 e A.31, percebe-se que os picos diminuem com o incremento do raio de manivela e do comprimento da biela. A influência dos parâmetros ocorre ao longo de todo o ciclo ou seja, influencia tanto na etapa de combustão quanto nas etapas dominadas pelas forças de inércia. Entretanto a diminuição dos picos é menos acentuada do que a observada na Análise 6. Assim podemos afirmar que a variação da força alternada tem influência significativa na força exercida na parede do cilindro.

Pelas Figuras A.28 e A.32 percebe-se que a influência dos parâmetros raio de manivela e comprimento da biela na etapa de combustão é grande e dependente da taxa de compressão, sendo que esta influência é maior em baixas taxas de compressão e o incremento dos parâmetros diminui os valores da força resultante na biela. Em etapas não dominadas pela componente da pressão a influência dos parâmetros é mínima e independente da taxa de compressão e o incremento dos parâmetros também diminui os valores da força resultante na biela.

Diferentemente das análises anteriores, a força resultante na biela é reduzida tanto em

etapas dominadas pelas forças de inércia quanto nas dominadas pela força de pressão. Nas análises anteriores o modo como a força é influenciada pelos parâmetros muda nas diferentes etapas.

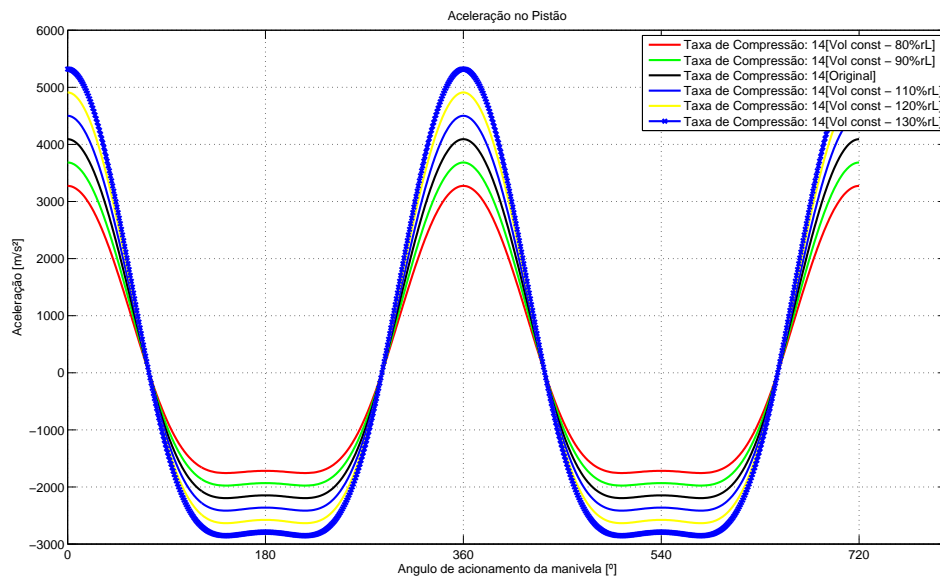


Figura A.25: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.

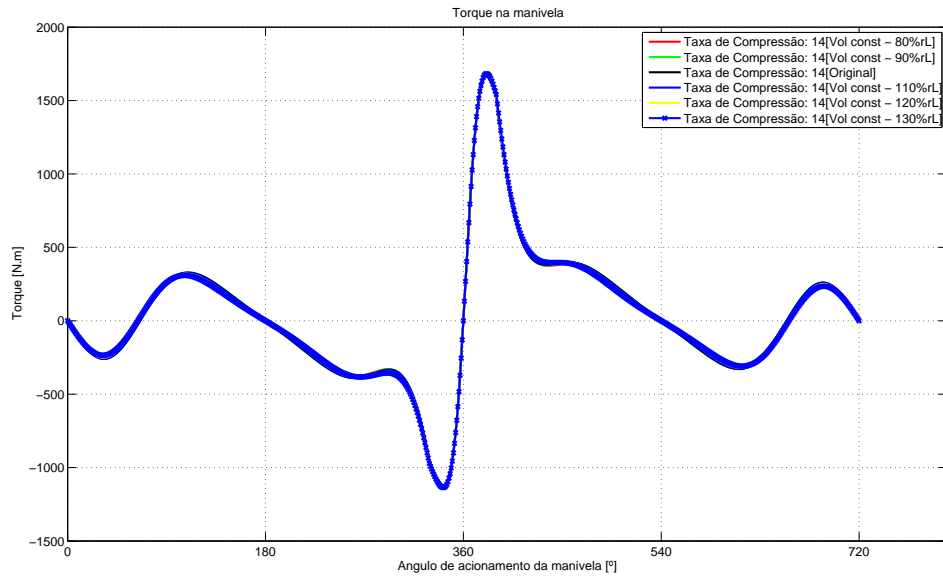


Figura A.26: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.

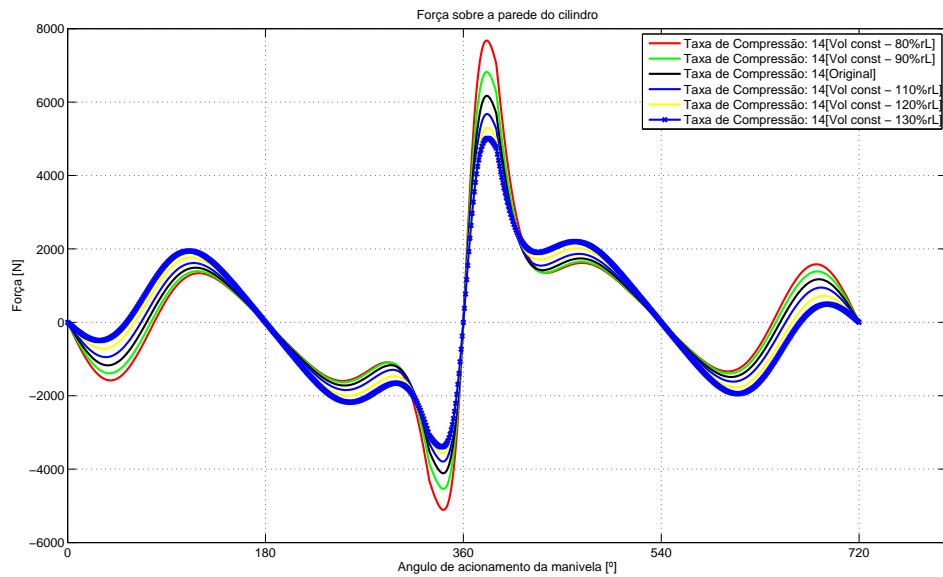


Figura A.27: Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.

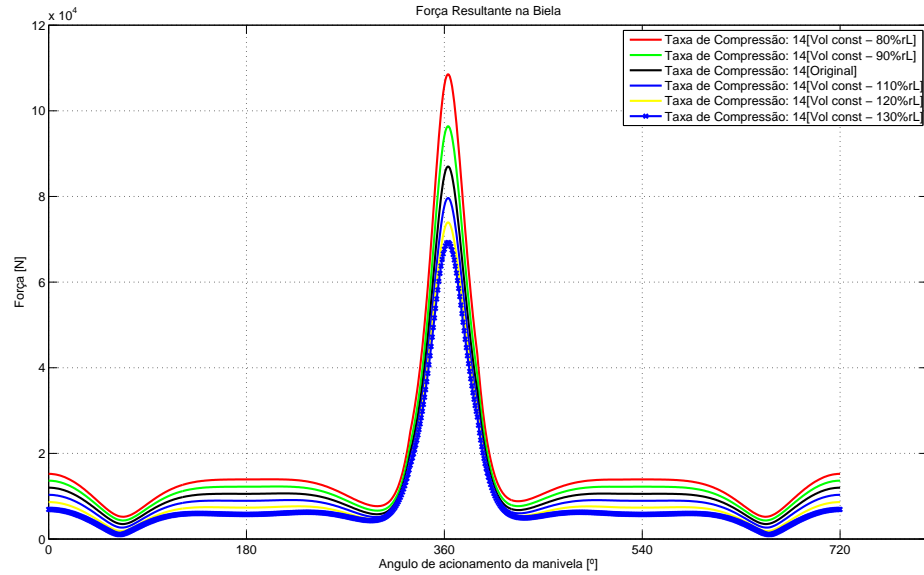


Figura A.28: Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.

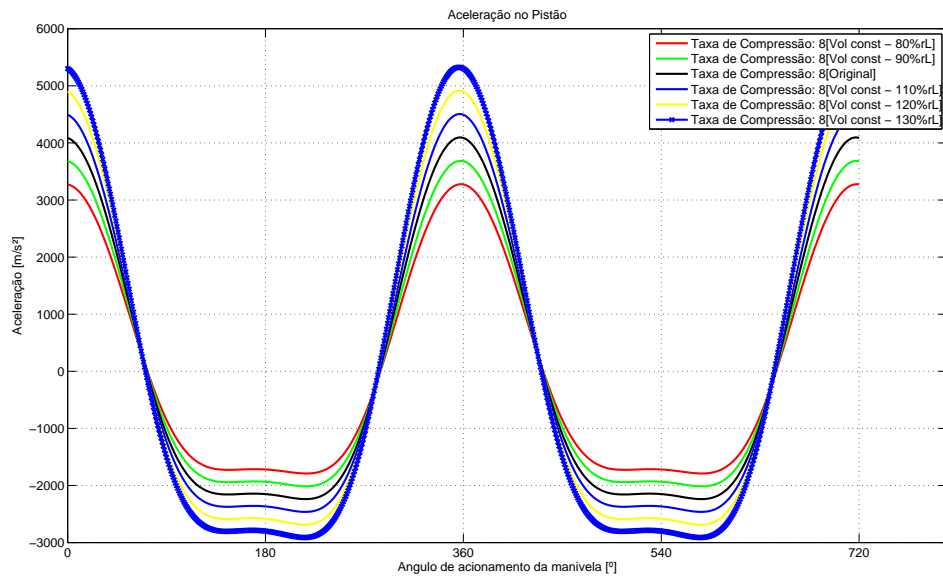


Figura A.29: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.

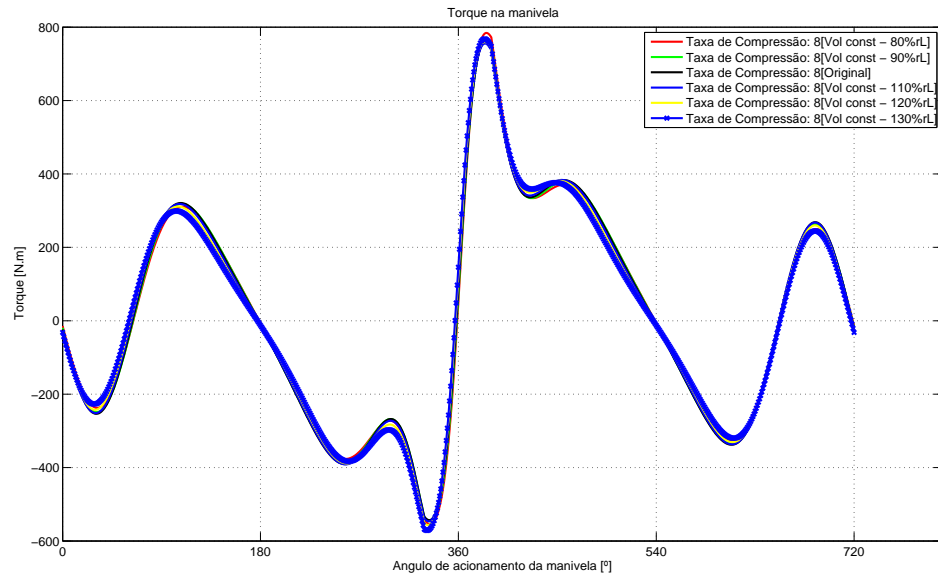


Figura A.30: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.

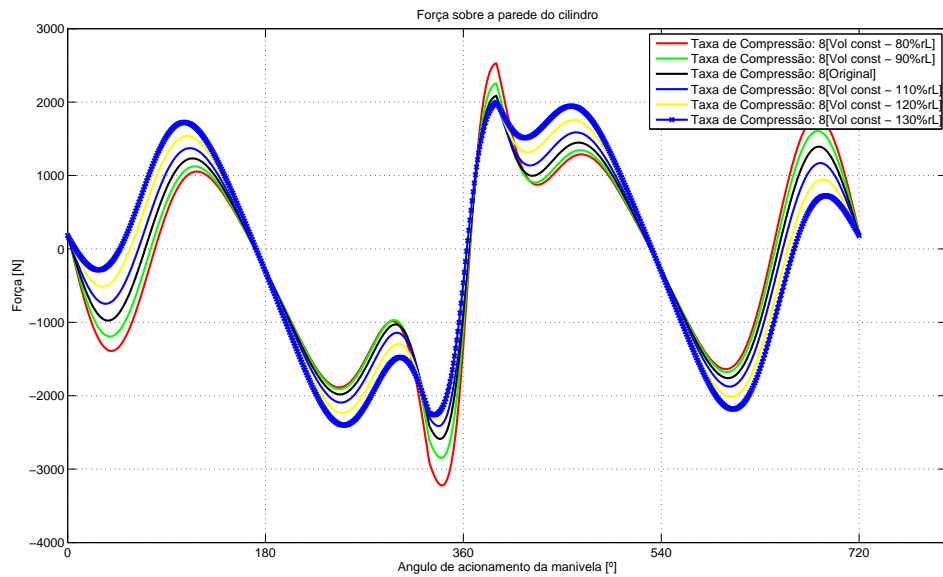


Figura A.31: Força na parede do cilindro variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.

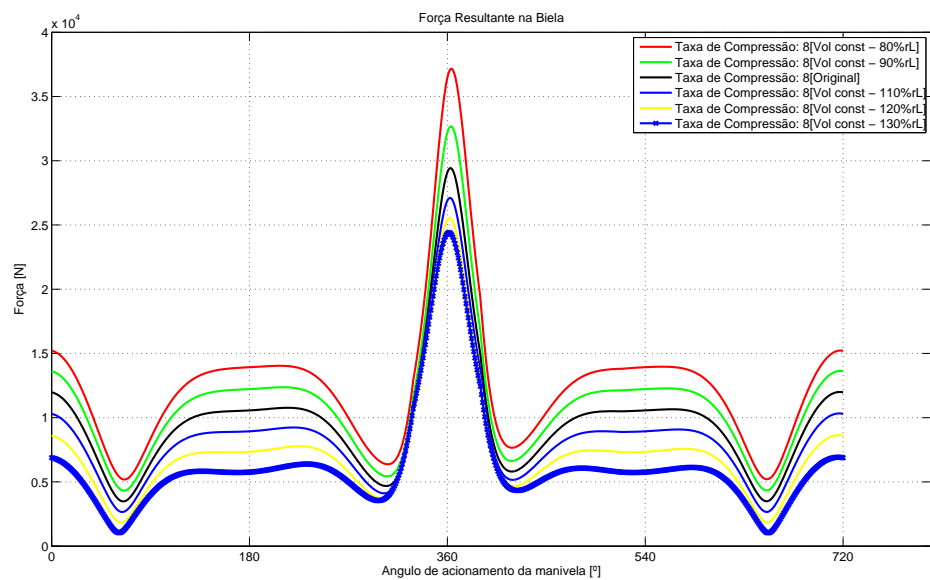


Figura A.32: Força resultante na biela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.

Tabela A.17: Taxa de Compressão 14:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1680,8	1671,2	1665,7	1665,8	1674	1683,7
	Ângulo de torque máximo [°]	382	382	382	382	382	382
	Trabalho [J]	354,17	354,26	354,13	354,03	354,49	354,2

Tabela A.18: Taxa de Compressão 12:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1388	1376,1	1368,7	1366,9	1373,1	1381,8
	Ângulo de torque máximo [°]	383	383	383	383	383	383
	Trabalho [J]	291,23	290,62	289,81	288,99	288,49	287,59

Tabela A.19: Taxa de Compressão 10:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1088,6	1074,8	1065,9	1062,9	1067,7	1075,9
	Ângulo de torque máximo [°]	385	384	384	384	384	384
	Trabalho [J]	225,81	224,65	223,31	221,92	220,83	219,23

Tabela A.20: Taxa de Compressão 8:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	784,1	768,8	758,85	755,4	759,6	768
	Ângulo de torque máximo [°]	387	386	386	385	385	385
	Trabalho [J]	157,97	156,54	154,89	153,13	151,48	149,42

APÊNDICE B - Análise de Sensibilidade para o Motor MCE-5

Neste Apêndice serão apresentados às Análises de Sensibilidade realizadas para o mecanismo do motor MCE-5, seus resultados e conclusões.

B.1 Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Alteração Linear da Massa da Biela

Esta análise de sensibilidade objetiva analisar o comportamento cinemático e dinâmico da modelagem para o motor MCE-5 devido a variação dos parâmetros raio de manivela e comprimento da biela. Como o curso do pistão é dependente do raio de manivela, mesmo com o parâmetro λ constante, ele aumenta. Além disso, admitiu-se que a massa da biela varie proporcionalmente ao seu comprimento. Os parâmetros utilizados na análise são apresentados na Tabela 7.6.

Tabela B.1: Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 4

	80%	90%	Original	110%	120%	130%
Raio da manivela [m]	0,0336	0,0378	0,042	0,0462	0,0504	0,0546
Comprimento da Biela [m]	0,0726	0,0817	0,0907	0,0998	0,1089	0,118
Massa da Biela [kg]	0,906	1,0197	1,133	1,2463	1,3596	1,4729

A partir dos dados gerados pelo programa em Matlab, obtiveram-se os valores máximos

da curvas de torque na manivela para o casos em que foi usada a curva real de pressão com seus respectivos ângulos de manivela. Também foi obtido o trabalho realizado através do cálculo das áreas debaixo dessas curvas a partir da aproximação da integral pela área dos retângulos circunscritos. Estes dados são apresentados nas Tabelas B.2, B.3, B.4 e B.5.

A seguir são apresentados os gráficos obtidos na análise, considerando apenas duas taxas de compressão (14:1 e 8:1). As Figuras B.1 e B.1 se referem a aceleração vertical do pistão. Já as Figuras B.2 e B.5 demonstram como o torque no sistema é influenciado pelo parâmetro raio de manivela, comprimento e massa da biela. A modelagem dinâmica é mostrada nas Figuras B.3 e B.6 por meio da força resultante na biela.

Semelhante a Analise de Sensibilidade 3, a aceleração vertical do pistão tem influência do parâmetro raio de manivela devido ao aumento do deslocamento do pistão. Considerando a força resultante na engrenagem, Figuras B.3 e B.6, percebemos que a variação dos parâmetros têm pouca influência na força resultante. É interessante notar que o incremento dos parâmetros aumenta a força resultante nas fases dominadas pela componente de inércia, mas diminui na fase de combustão, dominada pela componente de pressão.

O torque máximo, demonstrado nas Tabelas B.2, B.3, B.4 e B.5, aumentam e são proporcionais aos parâmetros variados. Entretanto, para taxa de compressão 8:1, a influência do parâmetros é menor e o incremento dos parâmetros diminui o trabalho no ciclo devido as perdas por inércia superarem o aumento do torque gerado pela combustão.

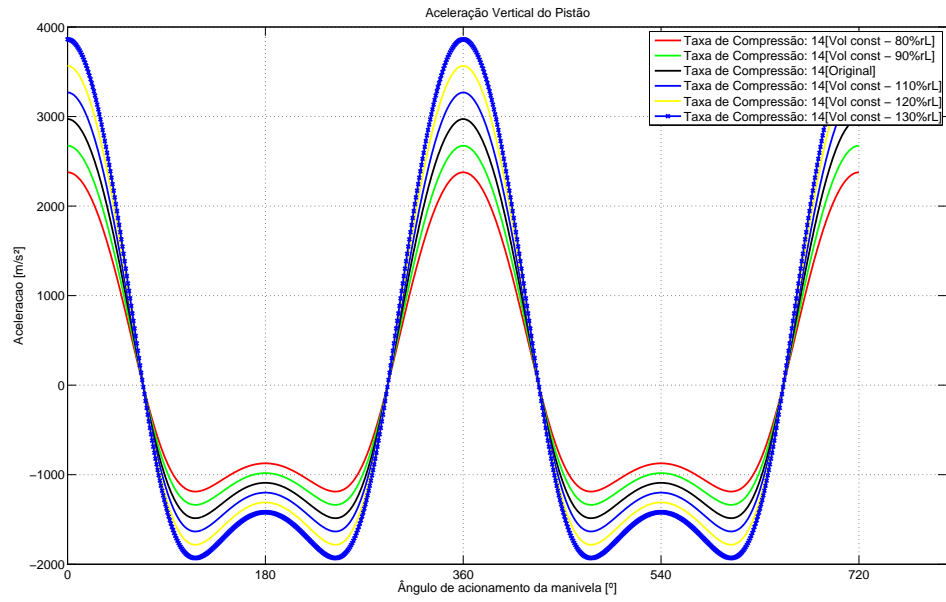


Figura B.1: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.

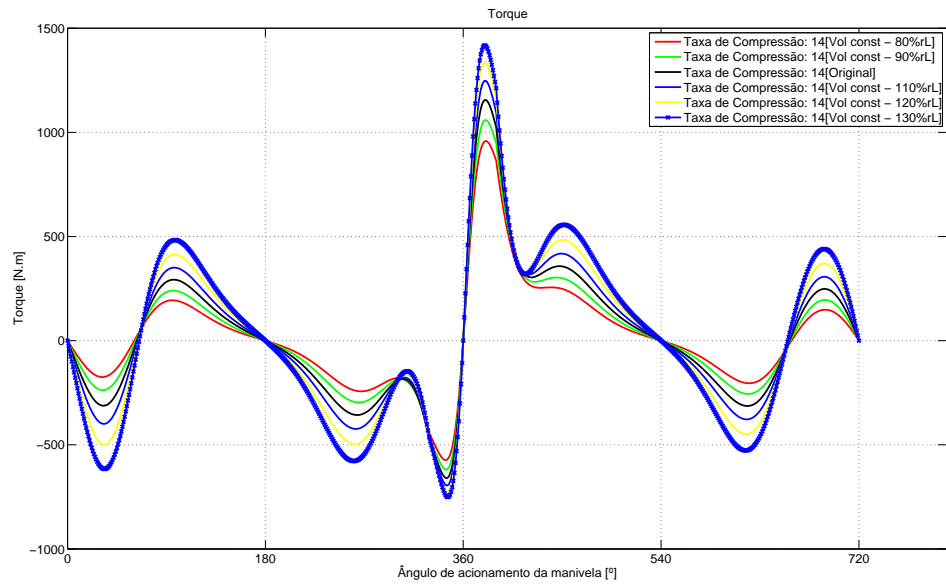


Figura B.2: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.

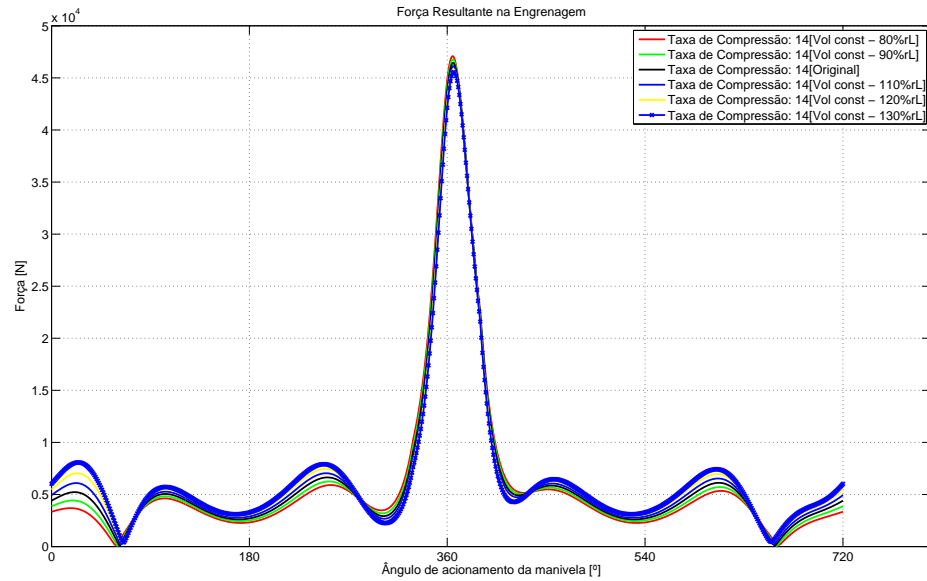


Figura B.3: Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 14:1.

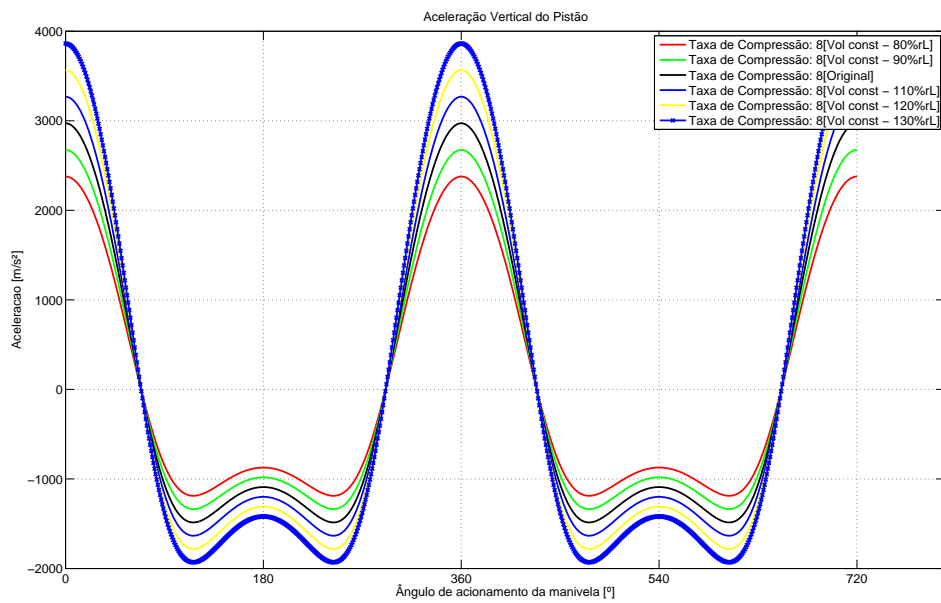


Figura B.4: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.

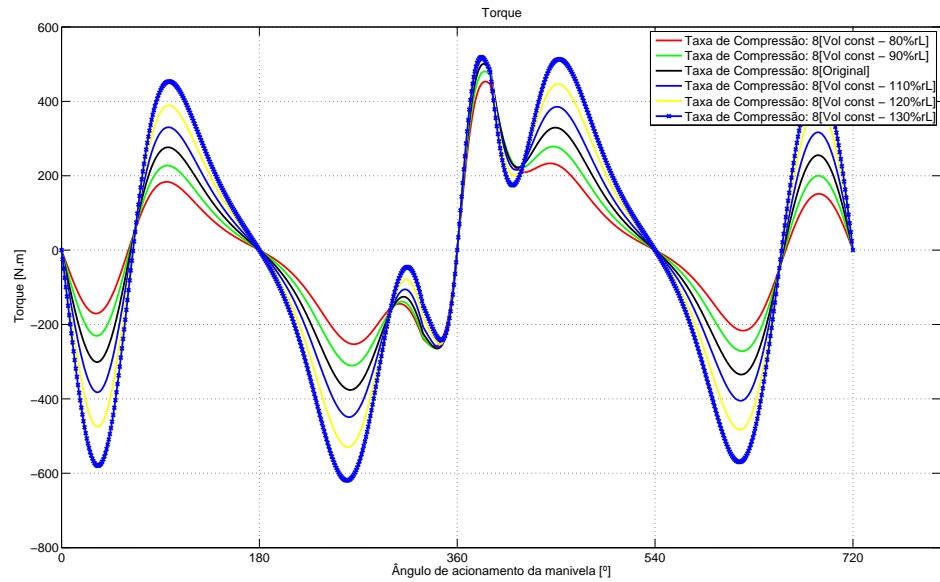


Figura B.5: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.

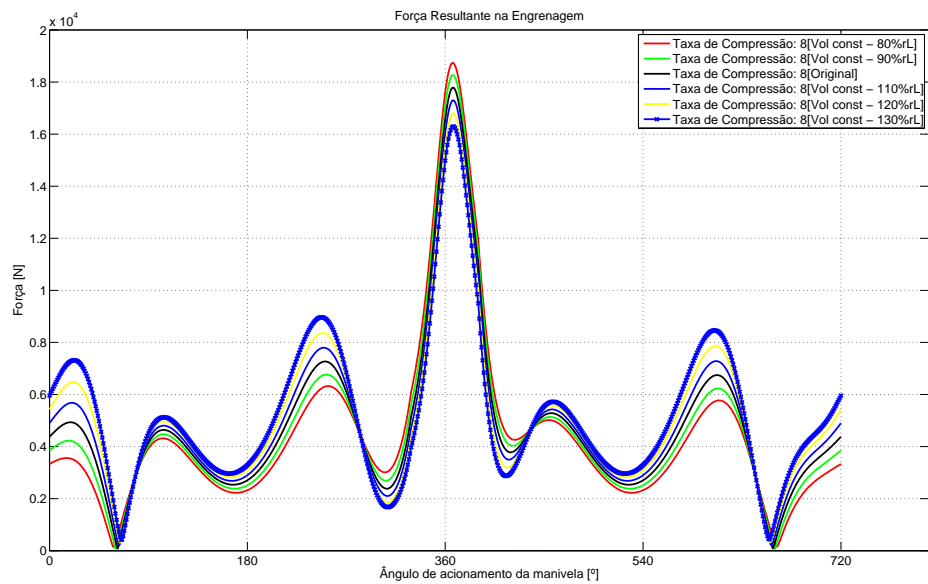


Figura B.6: Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L - Taxa de Compressão 8:1.

Tabela B.2: Taxa de Compressão 14:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	958,33	1059,26	1156,04	1247,98	1335,28	1417,74
	Ângulo de torque máximo [°]	382	381	381	381	381	381
	Trabalho [J]	225,98	245,15	258,47	264,2	260,88	246,56

Tabela B.3: Taxa de Compressão 12:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	797,24	874,61	947,04	1013,95	1074,89	1130,3
	Ângulo de torque máximo [°]	383	383	382	382	382	381
	Trabalho [J]	176,37	186,35	189,74	185,01	170,58	144,73

Tabela B.4: Taxa de Compressão 10:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	628,91	682,03	728,72	769,24	803,15	830,46
	Ângulo de torque máximo [°]	384	384	384	383	383	382
	Trabalho [J]	119,3	118,58	110,48	93,62	66,53	27,45

Tabela B.5: Taxa de Compressão 8:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	453,15	480,63	500,9	513,93	520,1	519,03
	Ângulo de torque máximo [°]	387	386	385	385	384	384
	Trabalho [J]	50,79	37,08	14,91	-16,78	-59,5	-114,89

B.2 Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição da Massa da Biela para Manter Constante a Força Alternada

Neste estudo de sensibilidade o raio de manivela e o comprimento da biela - o parâmetro λ se mantém constante. O curso do pistão é dependente do raio da manivela assim, mesmo com λ constante, ele se altera. Além disso, admitiu-se uma variação da massa da biela de tal forma que a força alternada permaneça constante para todas as variações proporcionais de raio de manivela e comprimento da biela.

$$m_a^{S.O.} \cdot r^{S.O.} = constante \quad (B.1)$$

$$(m_p + \frac{1}{3}m_b^{S.O.})r^{S.O.} = constante$$

$$m_b = 3(\frac{constante}{r} - m_p) \quad (B.2)$$

sendo $m_a^{S.O.}$ a massa alternada do sistema original, $r^{S.O.}$ o raio da manivela do sistema original, m_p a massa do pistão, $m_b^{S.O.}$ a massa da biela do sistema original, m_b a nova massa da biela para se manter a força alternada constante e r o novo raio da manivela.

Ressalta-se que as forças alternadas de 1ª e 2ª ordem variam nas mesmas proporções que o raio da manivela, pois λ é constante. Devido a esse fato, pode-se calcular a massa da biela para atender os requisitos deste estudo de sensibilidade. A Tabela B.6 mostra os parâmetros necessários para manter a força alternada constante.

Tabela B.6: Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 5

	80%	90%	Original	110%	120%	130%
Raio da manivela [m]	0,0336	0,0378	0,042	0,0462	0,0504	0,0546
Comprimento da Biela [m]	0,0726	0,0817	0,0907	0,0998	0,1089	0,118
Massa da Biela [kg]	2,2261	1,6187	1,133	0,7353	0,404	0,1237

A partir dos dados gerados pelo programa em Matlab, obtiveram-se os valores máximos

da curvas de torque na manivela para o casos em que foi usada a curva real de pressão com seus respectivos ângulos de manivela. Também foi obtido o trabalho realizado através do cálculo das áreas debaixo dessas curvas a partir da aproximação da integral pela área dos retângulos circunscritos. Estes dados são apresentados nas Tabelas B.7, B.8, B.9 e B.10.

De maneira idêntica ao observado nas Análises de Sensibilidade 3 e 4, a aceleração vertical do pistão tem influência do parâmetro raio de manivela devido ao aumento do deslocamento do pistão. Considerando a força resultante na engrenagem, Figuras B.9 e B.12, é semelhante à Análise 4 e portanto, a variação da massa da biela não influencia na força resultante na engrenagem.

O torque máximo, demonstrado nas Tabelas B.7, B.8, B.9 e B.10, aumentam e são proporcionais aos parâmetros variados. Pelos ângulos é possível identificar que o torque máximo ocorre durante a fase de combustão, como esperado, e são praticamente constante, independentes dos parâmetros ou da taxa de compressão.

Ao compararmos as Análises 4 e 5, percebemos que a Força Alternada influencia diretamente no torque máximo e no trabalho ao longo do ciclo. Sabendo que a curva de pressão é mantida constante nas Análises, é possível concluir que mantendo a Força alternada constante, há menores perdas de torque por inércia.

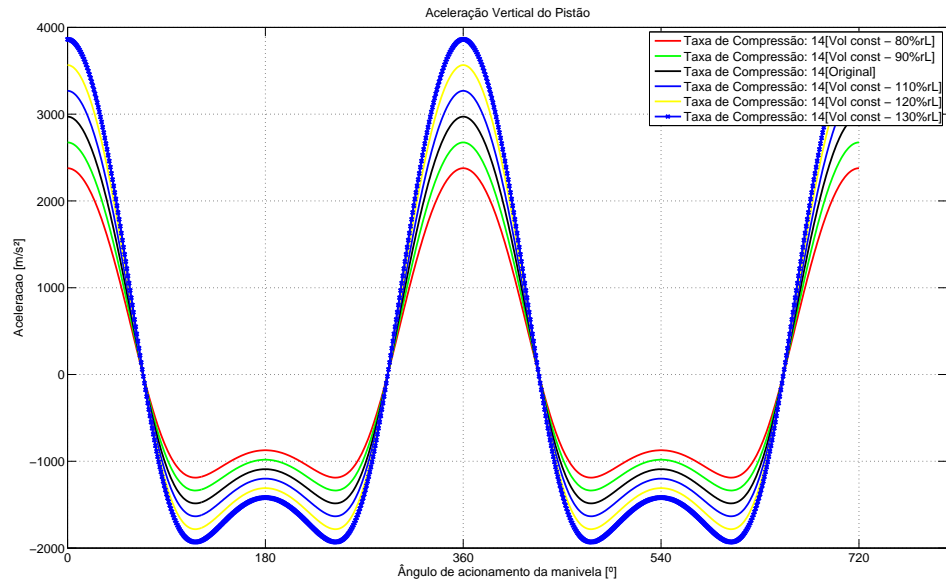


Figura B.7: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.

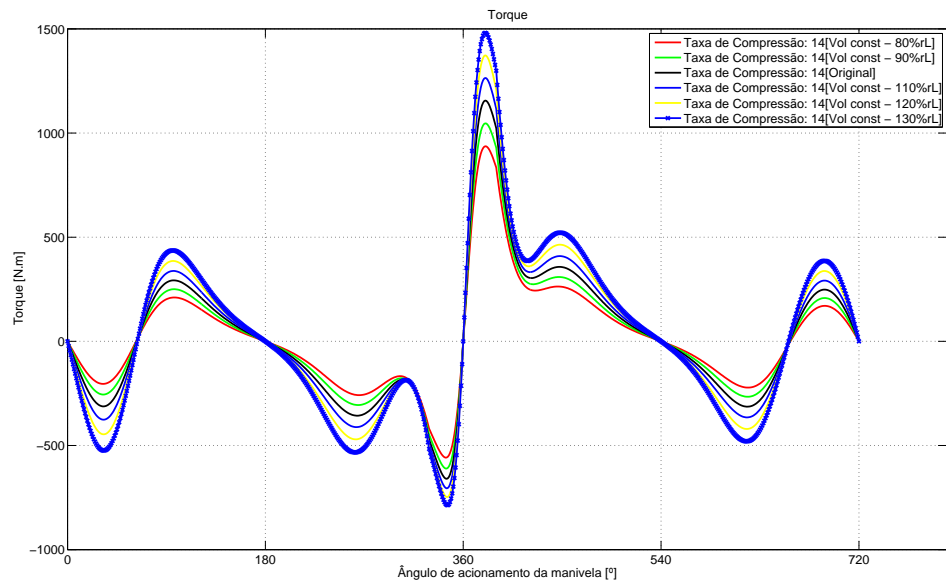


Figura B.8: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.

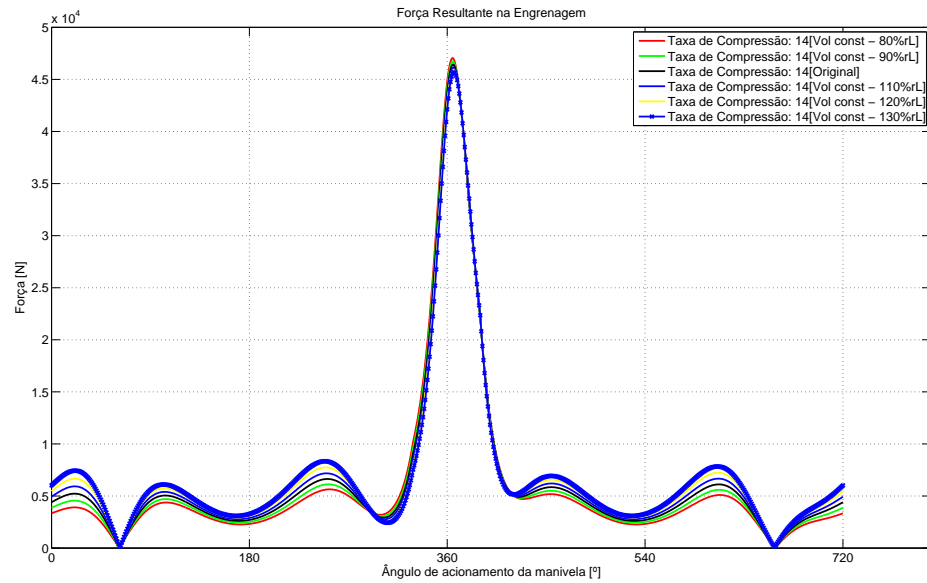


Figura B.9: Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 14:1.

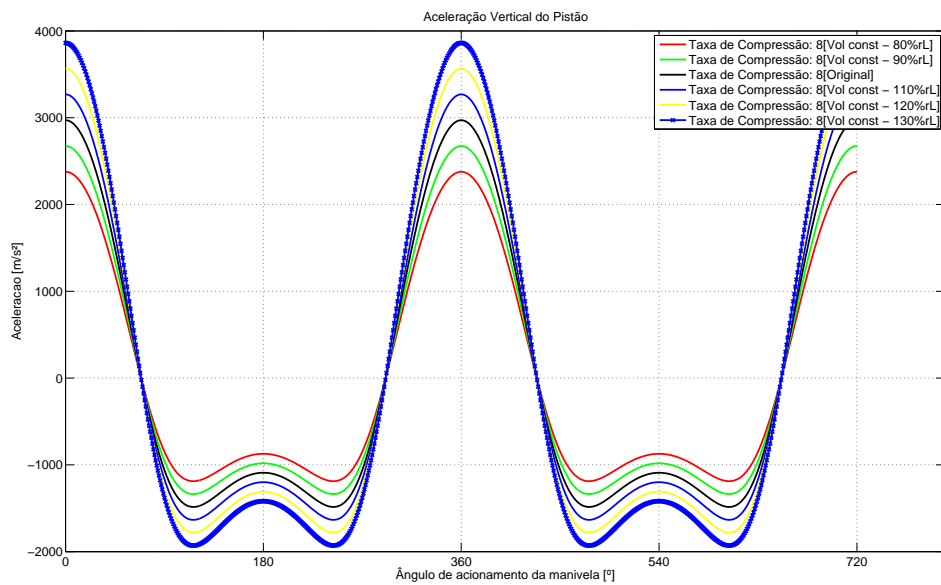


Figura B.10: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.

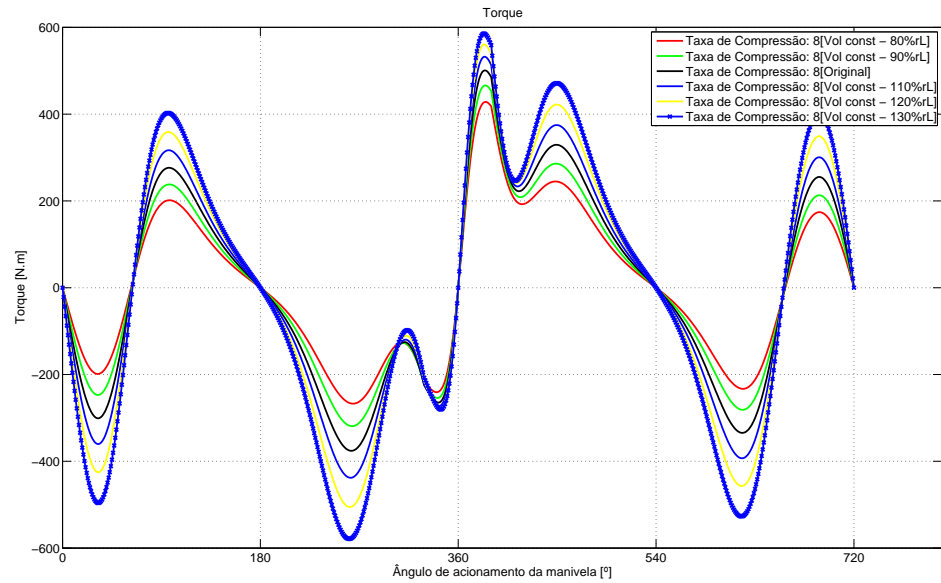


Figura B.11: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.

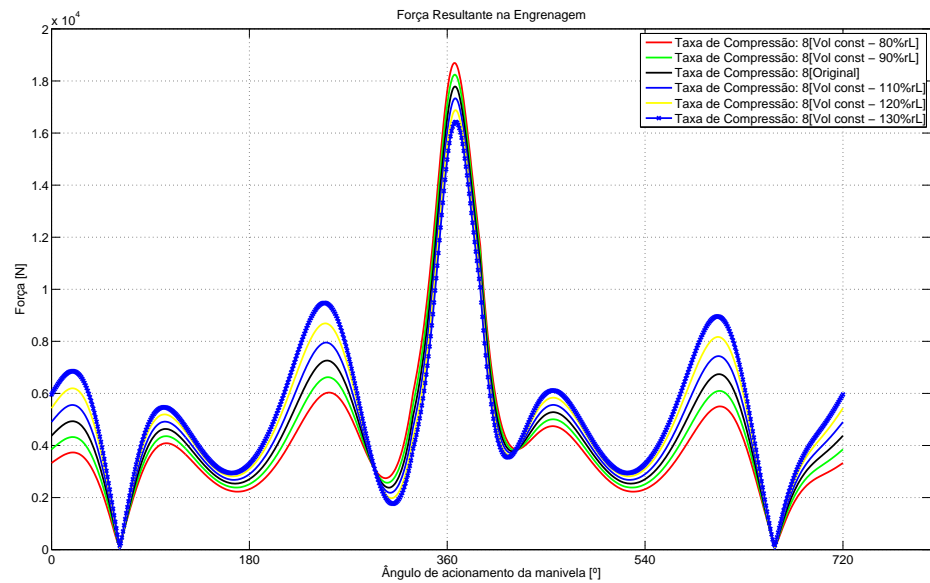


Figura B.12: Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com força alternada constante - Taxa de Compressão 8:1.

Tabela B.7: Taxa de Compressão 14:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	936,46	1046,62	1155,92	1264,62	1372,92	1481,25
	Ângulo de torque máximo [°]	381	381	381	381	381	381
	Trabalho [J]	212,65	236,44	258,39	278,13	295,18	309,15

Tabela B.8: Taxa de Compressão 12:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	774,04	861,34	946,93	1003,12	1113,77	1195,45
	Ângulo de torque máximo [°]	382	382	382	382	382	382
	Trabalho [J]	165,08	178,97	189,69	196,77	199,48	197,38

Tabela B.9: Taxa de Compressão 10:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	605,08	668,09	728,64	786,88	842,99	896,79
	Ângulo de torque máximo [°]	384	384	384	383	383	383
	Trabalho [J]	110,94	113,1	110,48	102,29	87,78	66,06

Tabela B.10: Taxa de Compressão 8:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	428,12	466,06	500,84	532,4	560,67	585,83
	Ângulo de torque máximo [°]	386	386	385	385	385	384
	Trabalho [J]	46,99	34,57	14,97	-12,91	-50,07	-97,88

B.3 Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição do Diâmetro do Pistão para Manter a Cilindrada Constante

Neste estudo de sensibilidade o raio de manivela e o comprimento da biela - a constante λ se mantém constante. O curso do pistão é dependente do raio da manivela assim, mesmo com λ constante, ele se altera. Entretanto, visando manter a cilindrada constante, variou-se o diâmetro do pistão - de acordo com a equação (7.1).

Além disso, admitiu-se que a massa do pistão é alterada quando o diâmetro do pistão varia. Sabendo que a massa do pistão é definida por:

$$m_p = \rho h \pi \frac{(d_p)^2}{4} \quad (\text{B.3})$$

sendo ρ a densidade do pistão.

Substituindo e realizando as aritmética necessária obtemos:

$$m_p = \rho h \pi \frac{V_{cil}}{2r} = \frac{\text{constante}}{r} \quad (\text{B.4})$$

Os parâmetros utilizados nesta análise de sensibilidade são apresentados na Tabela B.11.

Tabela B.11: Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 6

	80%	90%	Original	110%	120%	130%
Raio da manivela [m]	0,0336	0,0378	0,042	0,0462	0,0504	0,0546
Comprimento da Biela [m]	0,0726	0,0817	0,0907	0,0998	0,1089	0,118
Diâmetro do Pistão [m]	0,0838	0,079	0,075	0,0715	0,0685	0,0658
Massa do Pistão [kg]	1,35	1,2	1,08	0,9818	0,9	0,8308

A partir dos dados gerados pelo programa em Matlab, obtiveram-se os valores máximos da curvas de torque na manivela para o casos em que foi usada a curva real de pressão com seus respectivos ângulos de manivela. Também foi obtido o trabalho realizado através do cálculo das áreas debaixo dessas curvas a partir da aproximação da integral pela área dos retângulos circunscritos. Estes dados são apresentados nas Tabelas B.12, B.13, B.14 e B.15.

A seguir são apresentados os gráficos obtidos na análise, considerando apenas duas taxas de compressão (14:1 e 8:1). As Figuras B.13 e B.13 se referem a aceleração vertical do pistão. Já as Figuras B.14 e B.17 demonstram como o torque no sistema é influenciado pelo parâmetro raio de manivela. A modelagem dinâmica é mostrada nas nas Figuras B.15 e B.18 por meio da força resultante na engrenagem.

Pelos gráficos de aceleração - Figuras B.13 e B.16 - no pistão percebemos que, assim como nas análises anteriores, o parâmetro raio de manivela e comprimento de biela tem grande influência na cinemática do mecanismo. Além disso, esta influência e os valores de picos da aceleração são praticamente independentes da taxa de compressão do motor.

Pelas Figuras B.15 e B.18, percebe-se que há grande influência dos parâmetros na fase de combustão: o incremento dos parâmetros reduz a força resultante na biela nesta fase. Ao compararmos com as Análises 4 e 5, podemos concluir que a variação do diâmetro e massa do pistão alteram a força resultante na engrenagem.

Diferentemente das Análises anteriores, nesta, o torque máximo e o trabalho gerado pelo torque ao longo do ciclo são inversamente proporcionais aos parâmetros. Ou seja, o incremento dos parâmetros reduz o torque. Ao observar as Figuras B.14 e B.17, percebe-se que ao alterar as propriedades do pistão a fase de combustão, dominada pela componente de pressão, é bastante influenciada.

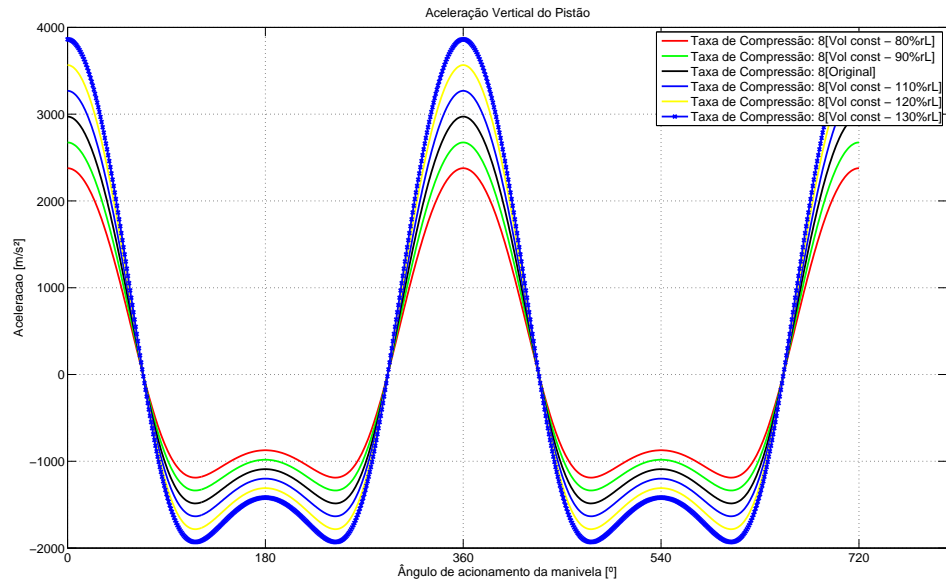


Figura B.13: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.

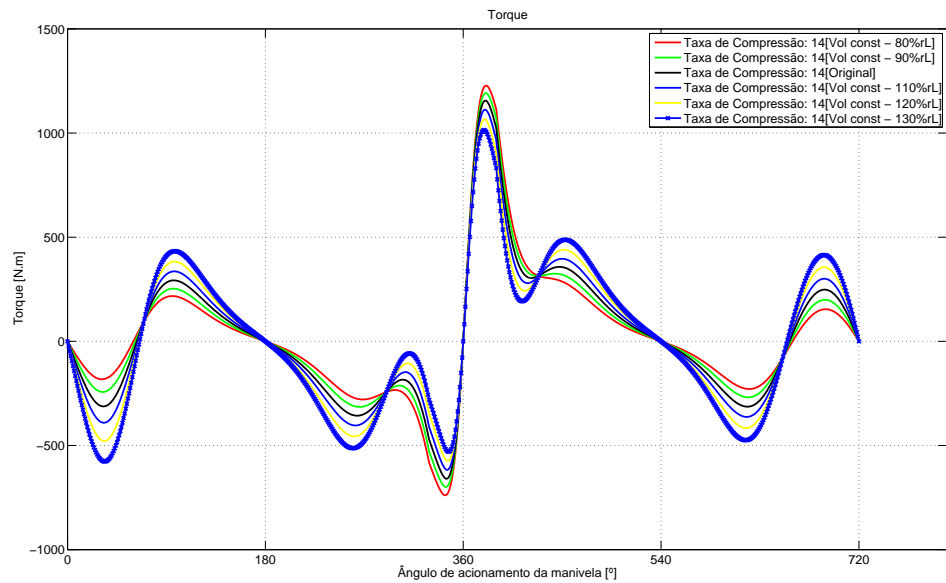


Figura B.14: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.

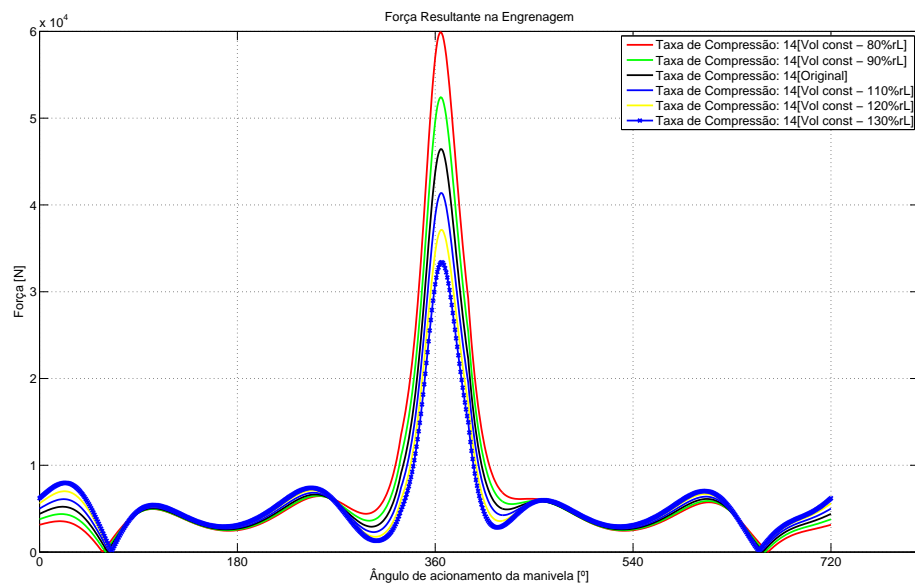


Figura B.15: Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 14:1.

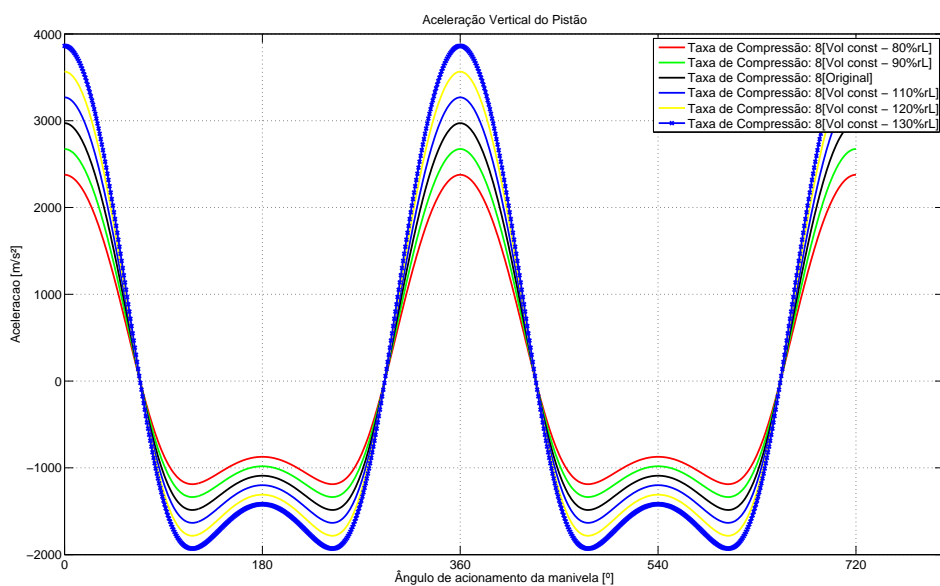


Figura B.16: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.

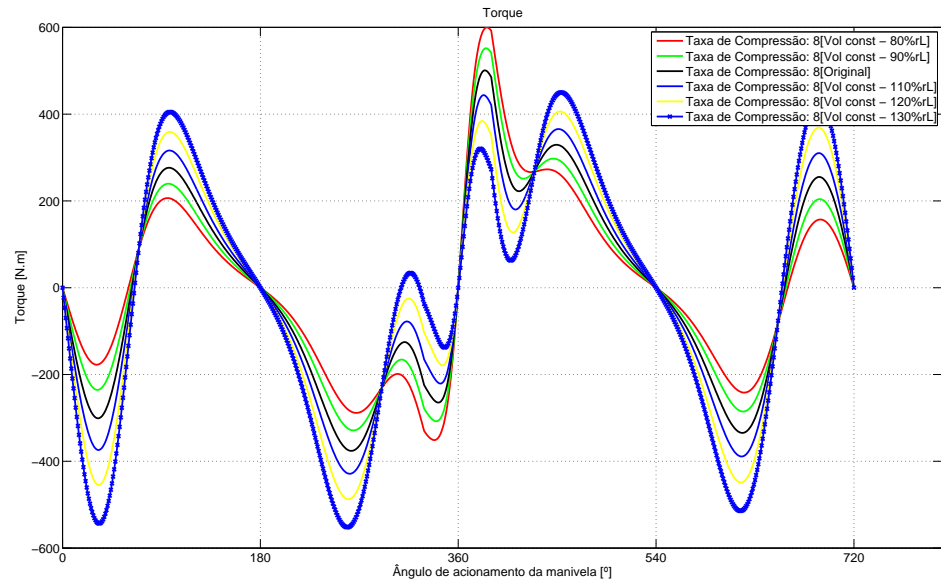


Figura B.17: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.

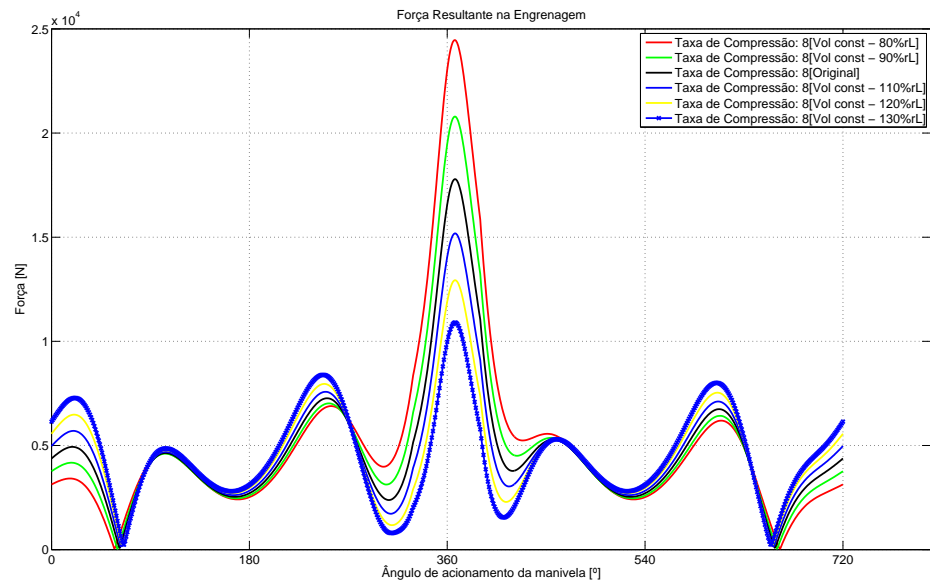


Figura B.18: Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com cilindrada constante - Taxa de Compressão 8:1.

Tabela B.12: Taxa de Compressão 14:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1227,78	1191,93	1156,04	1112,58	1066,82	1014,85
	Ângulo Torque máximo [°]	382	382	381	381	380	380
	Trabalho [J]	292,51	278,69	258,47	228,86	190,23	139,78

Tabela B.13: Taxa de Compressão 12:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1027,32	987,99	947,04	899,23	848,71	791,56
	Ângulo Torque máximo [°]	383	383	382	382	381	381
	Trabalho [J]	231,79	214,12	189,74	156,13	113,35	59,17

Tabela B.14: Taxa de Compressão 10:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	818,28	774,69	728,72	676,29	620,98	559,84
	Ângulo Torque máximo [°]	385	384	384	383	382	381
	Trabalho [J]	162,34	139,92	110,48	71,94	24,15	-35,06

Tabela B.15: Taxa de Compressão 8:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	599,89	551,92	500,9	443,83	406,2	450,13
	Ângulo Torque máximo [°]	387	386	385	384	454	455
	Trabalho [J]	79,72	51,1	14,91	-30,32	-85,12	-151,37

B.4 Variação Proporcional do Raio da Manivela e do Comprimento da Biela com Diminuição do Diâmetro do Pistão para Manter a Cilindrada e Força Alternada Constantes

Neste estudo de sensibilidade o raio de manivela e o comprimento da biela - a constante λ se mantém constante. O curso do pistão é dependente do raio da manivela assim, mesmo com λ constante, ele se altera. Entretanto, visando manter a cilindrada constante, variou-se o diâmetro do pistão - de acordo com a equação (7.1).

Além disso, admitiu-se que as massa do pistão e da biela variam conforme as equações (B.2) e (B.4). Os parâmetros utilizados nesta análise de sensibilidade são apresentados na Tabela B.16.

Tabela B.16: Parâmetros utilizados na Análise de Sensibilidade 7

	80%	90%	Original	110%	120%	130%
Raio da manivela [m]	0,0336	0,0378	0,042	0,0462	0,0504	0,0546
Comprimento da Biela [m]	0,0726	0,0817	0,0907	0,0998	0,1089	0,118
Massa da Biela [kg]	0,9064	1,0197	1.133	1,2463	1,3596	1,4729
Diâmetro do Pistão [m]	0,0838	0,079	0,075	0,0715	0,0685	0,0658
Massa do Pistão [kg]	1,35	1,2	1,08	0,9818	0,9	0,8308

A seguir são apresentados os gráficos obtidos na análise, considerando apenas duas taxas de compressão (14:1 e 8:1). As Figuras B.19 e B.19 se referem a aceleração vertical do pistão. Já as Figuras B.20 e B.23 demonstram como o torque no sistema é influenciado pelo parâmetro raio de manivela. A modelagem dinâmica é mostrada nas Figuras B.21 e B.24 por meio da força resultante na engrenagem.

Os resultados desta análise são análogos à Análise 6. Assim: os parâmetros raio de manivela e comprimento de biela tem grande influência na cinemática do mecanismo e são proporcionais ao módulo da aceleração; o torque máximo e o trabalho gerado pelo torque

ao longo do ciclo são inversamente proporcionais aos parâmetros, ou seja, o incremento dos parâmetros reduz o torque; e a força resultante na engrenagem é influenciada principalmente nas etapas dominadas pela componente de pressão e é inversamente proporcional aos parâmetros.

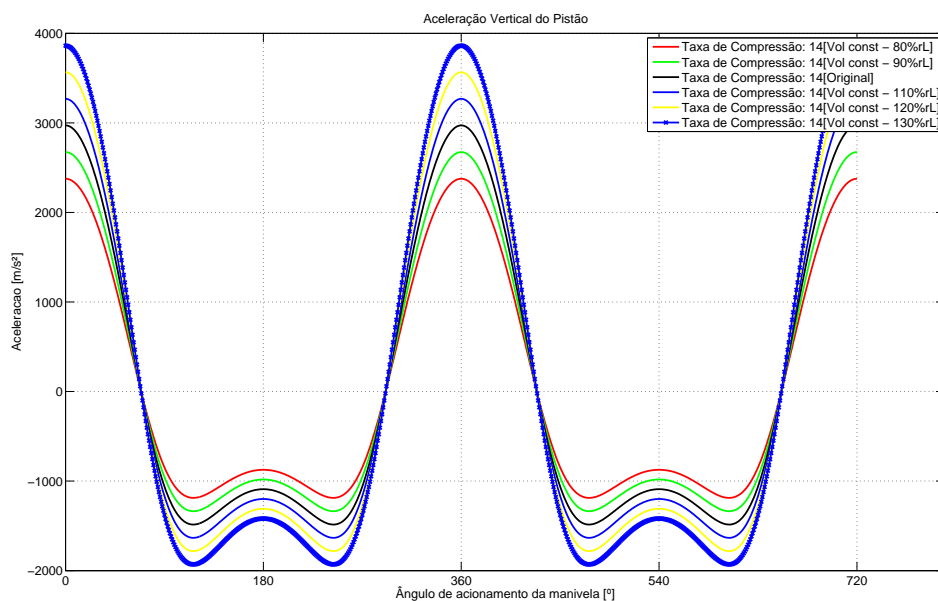


Figura B.19: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.

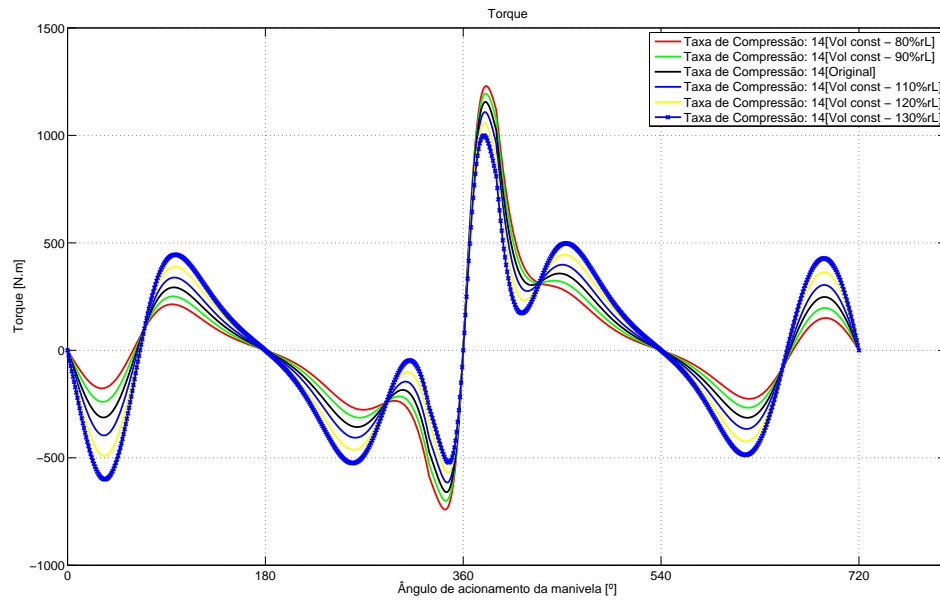


Figura B.20: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.

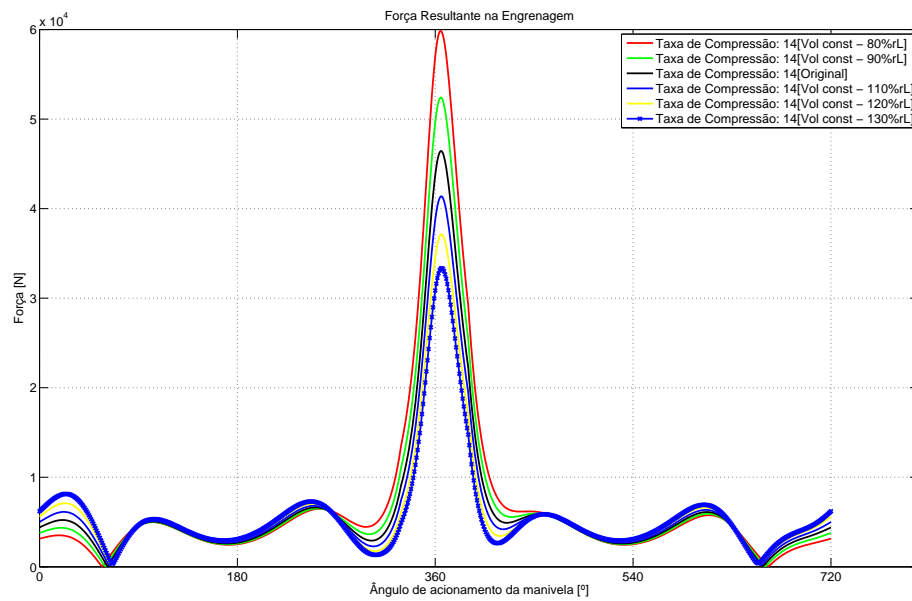


Figura B.21: Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 14:1.

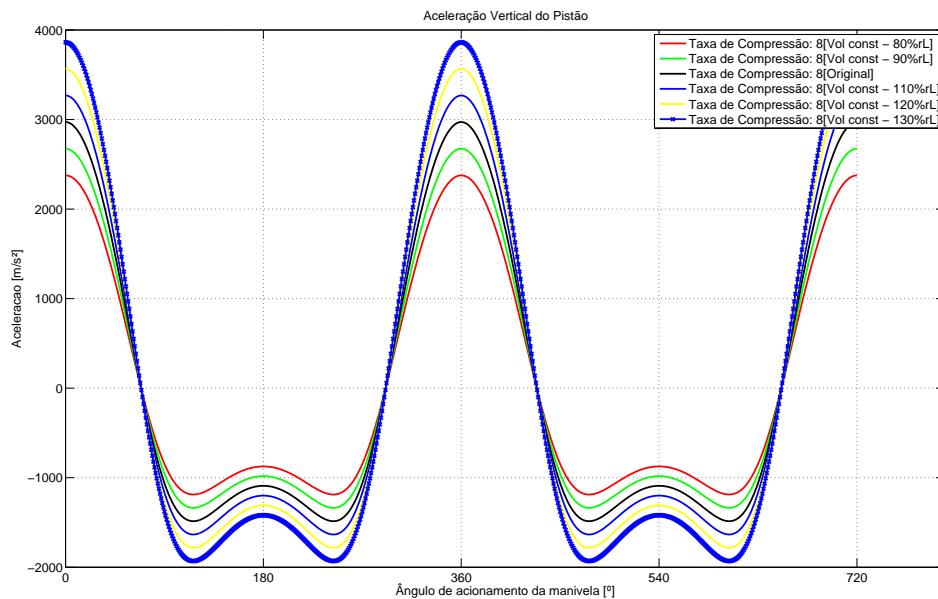


Figura B.22: Aceleração vertical do pistão variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.

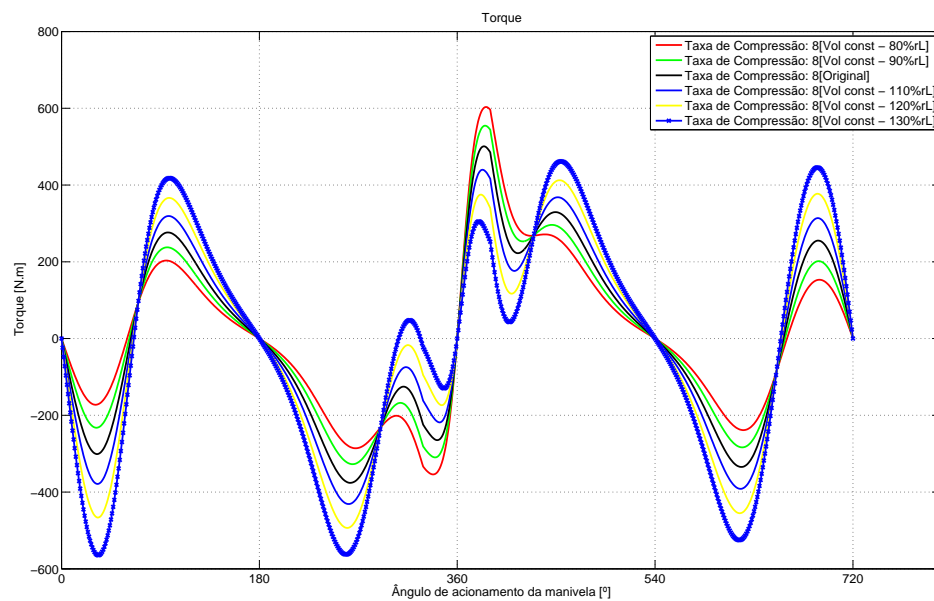


Figura B.23: Torque na manivela variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.

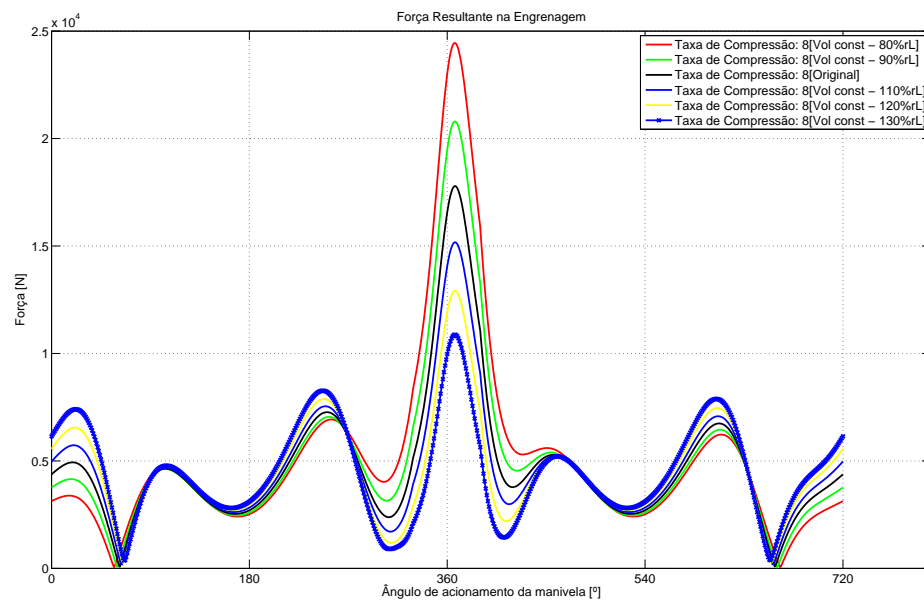


Figura B.24: Força resultante na engrenagem variando-se o parâmetro r e L com cilindrada e força alternada constantes - Taxa de Compressão 8:1.

Tabela B.17: Taxa de Compressão 14:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1230,13	1194,42	1156,04	1108,89	1058,3	999,6
	Ângulo de torque máximo [°]	382	382	381	381	380	380
	Trabalho [J]	294,31	280,34	258,47	225,77	182,1	124,01

Tabela B.18: Taxa de Compressão 12:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	1030	990,55	947,04	895,42	839,87	776,34
	Ângulo de torque máximo [°]	383	383	382	382	381	380
	Trabalho [J]	233,34	215,51	189,74	153,53	106,49	45,73

Tabela B.19: Taxa de Compressão 10:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	821,44	777,32	728,72	672,38	611,89	544,23
	Ângulo de torque máximo [°]	385	384	384	383	382	381
	Trabalho [J]	163,52	140,95	110,48	70,02	19,11	-44,79

Tabela B.20: Taxa de Compressão 8:1

		80%	90%	Original	110%	120%	130%
Curva de Torque Real	Torque máximo [Nm]	603,46	554,66	500,89	439,86	412,59	461,87
	Ângulo de torque máximo [°]	387	386	385	384	454	455
	Trabalho [J]	80,28	51,56	14,91	-31,18	-87,36	-155,65